



Транспорт расутих материјала на површинским коповима
.....

КОНТИНУАЛНИ ТРАНСПОРТ

Владимир МАЛБАШИЋ, Миодраг ЧЕЛЕБИЋ

Универзитет у Бањој Луци
Рударски факултет Приједор

В. Малбашић, М. Челебић

**ТРАНСПОРТ РАСУТИХ МАТЕРИЈАЛА
НА ПОВРШИНСКИМ КОПОВИМА
КОНТИНУАЛНИ ТРАНСПОРТ**

Приједор, 2019. године

ТРАНСПОРТ РАСУТИХ МАТЕРИЈАЛА НА ПОВРШИНСКИМ КОПОВИМА КОНТИНУАЛНИ ТРАНСПОРТ

Аутори:

Проф. др Владимир Малбашић, Рударски факултет Приједор

Мр Миодраг Челебић, Рударски факултет Приједор

Рецензенти:

Проф. др Божо Колоња, Рударско-геолошки факултет у Београду

Доц. др Дејан Стевановић, Рударско-геолошки факултет у Београду

Издавач:

Универзитет у Бањој Луци, Рударски факултет Приједор

Штампа:

СЗР Графички атеље "Графит" – Приједор

Тираж:

50 примјерака



Одлуком Наставно-научног вијећа Рударског факултета у Приједору Универзитета у Бањој Луци број: 21/3.228/19, од 10.06.2019. године рукопис је одобрен за штампање као универзитетски уџбеник.

САДРЖАЈ

1.	ОПШТИ ДИО	- 1 -
1.1.	ДЕФИНИЦИЈА И КЛАСИФИКАЦИЈА ТРАНСПОРТА И ТРАНСПОРТНИХ ШЕМА У РУДАРСТВУ	- 1 -
1.1.1.	Дефиниција рудничког транспорта.....	- 2 -
1.1.2.	Класификација транспорта	- 2 -
1.2.	СИСТЕМАТИЗАЦИЈА ТРАНСПОРТНИХ ШЕМА	- 3 -
1.2.1.	Специфичности рудничког транспорта.....	- 4 -
1.3.	УЛОГА И ЗНАЧАЈ РУДНИЧКОГ ТРАНСПОРТА.....	- 5 -
1.4.	УТИЦАЈНИ ФАКТОРИ НА ИЗБОР И ПРОЈЕКТОВАЊЕ РУДНИЧКОГ ТРАНСПОРТА ..	- 7 -
1.5.	ОСОБИНЕ РАСУТИХ МАТЕРИЈАЛА	- 9 -
1.5.1.	Врсте терета и значај особина	- 9 -
1.5.2.	Карактеристике материјала битне за употребу тракастих транспортера	- 10 -
1.5.3.	Основне карактеристике минералних сировина при употреби хидрауличког транспорта	- 17 -
1.6.	КАПАЦИТЕТ ТРАНСПОРТА	- 20 -
1.7.	ПОУЗДАНОСТ РАДА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМА.....	- 21 -
1.7.1.	Врсте шема и прорачун поузданости.....	- 21 -
1.7.2.	Критеријуми поузданости.....	- 23 -
I	ТРАКАСТИ ТРАНСПОРТЕРИ.....	- 26 -
2.	УСЛОВИ ПРИМЈЕНЕ И КЛАСИФИКАЦИЈА ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКАМА	- 27 -
2.1.	УСЛОВИ ПРИМЈЕНЕ.....	- 27 -
2.1.1.	Утицај особина материјала на избор транспортера са тракама.....	- 28 -
2.1.2.	Транспортне трасе и њени елементи	- 32 -
2.2.	КЛАСИФИКАЦИЈА ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ	- 34 -
2.2.1.	Специјални транспортери са траком	- 35 -
2.2.2.	Чланкасти транспортери	- 38 -
2.2.3.	Транспортери на машинским комплексима.....	- 41 -
2.2.4.	Транспортери за велике нагибе.....	- 43 -
2.3.	ПРЕДНОСТИ И НЕДОСТАЦИ ТРАКАСТИХ ТРАНСПОРТЕРА.....	- 47 -
3.	КОНСТРУКТИВНИ ДИЈЕЛОВИ ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ	- 48 -
3.1.	Општа конструкција транспортера са траком.....	- 48 -
3.2.	Транспортне траке	- 49 -
3.2.1.	Класификација и опис текстилних трака.....	- 49 -
3.3.	Бубњеви	- 54 -
3.4.	Ваљци	- 56 -
3.5.	Погонска станица	- 59 -
3.6.	Носећа конструкција	- 61 -
3.7.	Уређаји за усмјеравање траке.....	- 62 -
3.8.	Уређаји за чишћење.....	- 64 -
3.9.	Уређаји за превртање траке	- 66 -
3.10.	Кочнице и уређаји за заустављање траке	- 67 -
3.11.	Затезна станица.....	- 68 -
3.12.	Уређаји за утовар, претовар и истовар	- 70 -
4.	РАДНИ ПОКАЗАТЕЉИ И ПАРАМЕТРИ ЕФЕКТИВНОСТИ	- 75 -
4.1.	УТИЦАЈНИ ФАКТОРИ.....	- 75 -
4.1.1.	Утицајни фактори на величину профила	- 75 -
4.1.2.	Облик слободно формираног профила	- 76 -
4.2.	ПРОРАЧУН ПОВРШИНЕ ПОПРЕЧНОГ ПРЕСЈЕКА МАТЕРИЈАЛА НА ТРАЦИ.....	- 77 -
4.2.1.	Методe за прорачун површине попречног пресека	- 77 -
4.2.2.	Одређивање површине профила	- 77 -
4.3.	ОПТИМИЗАЦИЈА ЕЛЕМЕНАТА ПРОФИЛА	- 79 -
4.3.1.	Оптимизација елемената код транспортера са три ваљка	- 79 -
4.3.2.	Параметри профила код транспортера са четири и пет ваљака	- 80 -
4.3.3.	Прорачун коефицијента пропорционалности површине профила и елективности	- 81 -

4.4.	ОДНОС РАЧУНСКЕ ЕФЕКТИВНОСТИ И СТВАРНИХ ПОТРЕБА	- 82 -
4.5.	РАДНИ ПОКАЗАТЕЉИ ТРАНСПОРТЕРА	- 82 -
4.5.1.	Усклађивање транспортно - утоварних капацитета и одређивање прорачинског капацитета транспортера	- 83 -
4.6.	РАДНИ ВИЈЕК ТРАКЕ И ЊЕГОВО ОДРЕЂИВАЊЕ.....	- 85 -
4.6.1.	Анализа утицајних фактора	- 85 -
4.6.2.	Анализа оштећења траке.....	- 87 -
4.6.3.	Прорачун радног вијека гумене траке и ваљака	- 89 -
5.	ТЕОРИЈА ПОГОНА	- 90 -
5.1.	ОДНОСИ НАПРЕЗАЊА НА БУЉУ И ПРОРАЧУН ОБУХВАТНОГ УГЛА	- 90 -
5.2.	КОЕФИЦИЈЕНТ ТРЕЊА ИЗМЕЂУ ТРАКЕ И БУЉА И ВУЧНИ ФАКТОР.....	- 93 -
5.3.	ПОВЕЋАЊЕ ВУЧНЕ СИЛЕ ПРИМЈЕНОМ ПРИТИСНИХ УРЕЂАЈА	- 94 -
5.4.	ОДНОС НАПРЕЗАЊА КОД ДВОБУЉАЊСКОГ ПОГОНА	- 95 -
5.5.	РАСПОДЈЕЛА СНАГА ЕЛЕКТРОМОТОРА ПО ПОГОНСКИМ БУЉЕВИМА	- 97 -
5.6.	РАСПОДЈЕЛА ВУЧНИХ ФАКТОРА ПО ПОГОНСКИМ БУЉЕВИМА	- 98 -
5.7.	ДУЖИНА ТРАНСПОРТЕРА И ПРОРАЧУН НА ОСНОВУ ВУЧНЕ СИЛЕ И ЧВРСТИНЕ ТРАКЕ	- 99 -
6.	ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ - ИЗБОР И ПРОРАЧУН КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНАТА ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ.....	- 102 -
6.1.	ПРОРАЧУН КАПАЦИТЕТА ТРАНСПОРТЕРА И ПРОРАЧУН ПРЕСЈЕКА МАТЕРИЈАЛА НА ТРАЦИ.....	- 102 -
6.2.	КАПАЦИТЕТ ТРАНСПОРТЕРА ПОД НАГИБОМ.....	- 105 -
6.3.	ПРОРАЧУН ШИРИНЕ ТРАКЕ.....	- 106 -
6.3.1.	Утицајни фактори на ширину траке	- 106 -
6.3.2.	Одређивање носеће ширине траке у функцији капацитета	- 107 -
6.3.3.	Одређивање ширине траке у функцији гранулометријског састава и карактеристика материјала	- 108 -
6.3.4.	Минимална ширина траке у зависности од гранулације	- 109 -
6.4.	ИЗБОР БРЗИНЕ ТРАКЕ	- 111 -
6.5.	ИЗБОР ТРАКЕ	- 113 -
6.5.1.	Отпори кретању транспортне траке.....	- 114 -
6.5.2.	Експлоатационе карактеристике траке, сигурност на кидање, чврстоћа и елементи путање	- 126 -
6.5.3.	Лабораторијска испитивања трака.....	- 140 -
6.6.	ИЗБОР И ПРОРАЧУН ВАЉАКА	- 142 -
6.6.1.	Избор пречника и дужине ваљака.....	- 142 -
6.6.2.	Избор ваљака, прорачун оптерећења и слога ваљака	- 145 -
6.6.3.	Избор типа лежајева	- 148 -
6.6.4.	Одређивање растојања између слогова ваљка и минималне затезне силе	- 149 -
6.7.	ИЗБОР ПАРАМЕТАРА УРЕЂАЈА ЗА УТОВАР, ИСТОВАР И ПРЕТОВАР	- 151 -
6.7.1.	Одређивање елемената претовара материјала преко бубњева	- 151 -
6.7.2.	Одређивање параметара претоварног лијевка	- 154 -
6.7.3.	Прорачун снаге мотора код претоварних покретних колица.....	- 156 -
6.8.	ИЗБОР ТИПОВА НОСЕЋЕ КОНСТРУКЦИЈЕ	- 157 -
6.9.	ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА И ИЗБОР БУЉА	- 158 -
6.9.1.	Прорачун пречника бубња.....	- 159 -
6.9.2.	Прорачун дејствујућих сила	- 161 -
6.10.	ПРОРАЧУН И ИЗБОР ЗАТЕЗНИХ УРЕЂАЈА	- 162 -
6.10.1.	Дужина хода затезних уређаја.....	- 163 -
6.10.2.	Одређивање затезне силе	- 164 -
6.11.	ПРОРАЧУН И ИЗБОР КОЧНИЦА И СПОЈНИЦА.....	- 166 -
6.12.	ПРОРАЧУН СНАГЕ МОТОРА, ЗАТЕЗНИХ И ВУЧНИХ СИЛА, ПОКРЕТАЊА И КОЧЕЊА ТРАНСПОРТЕРА	- 169 -
6.12.1.	Одређивање дужинских оптерећења	- 170 -
6.12.2.	Детаљни прорачун вучне силе и снаге мотора у функцији контурних напрезања	- 172 -
6.12.3.	Основни принципи избора електромототра.....	- 182 -

6.12.4.	Прорачун транспортера према америчком стандарду АСТМ	184 -
6.12.5.	Прорачун транспортера сложене конфигурације	186 -
6.13.	ПРОРАЧУН И ИЗБОР СПОЈНИЦА И КОЧНИЦА	187 -
6.13.1.	Поступак прорачуна убрзања без еластичних деформација траке	187 -
6.13.2.	Прорачун параметара покретања транспортера у функцији еластичности траке ..	189 -
6.13.3.	Прорачун параметара кочења у функцији својстава транспортера	193 -
6.13.4.	Прорачун параметара кочења у зависности од особина траке	197 -
7.	АУТОМАТИЗАЦИЈА И УПРАВЉАЊЕ ТРАКАСТИМ ТРАНСПОРТЕРИМА	199 -
7.1.	Аутоматизација и контрола рада	199 -
7.2.	Управљање пуштањем погона транспортера у рад	200 -
7.3.	уређаји за аутоматску контролу и мониторинг и начини остваривања	204 -
7.4.	Компјутерска контрола и мјерење капацитета	208 -
7.4.1.	Димензионисање елемената транспортера	209 -
7.4.2.	Сврсисходност мјерења протока материјала и фактори за избор метода и поступка	210 -
7.4.3.	Поступци мјерења примјеном тежинских протокомјера	211 -
7.4.4.	Протокомјери запремине	212 -
8.	МОНТАЖА, ОДРЖАВАЊЕ И БЕЗБЈЕДНОСТ ПРИ РАДУ ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКАМА	219 -
8.1.	Захтјеви за грађевинским радовима, смјештајним и монтажним просторима	220 -
8.2.	Монтажа металних склопова транспортера	220 -
8.3.	Монтажа чланака носеће конструкције	221 -
8.4.	Настављање траке	222 -
8.5.	Монтирање траке на носећу конструкцију	228 -
8.6.	Експлоатација и ремонт транспортера	228 -
8.6.1.	Регулисање транспортера, пробни рад и предаја транспортера на коришћење	228 -
8.6.2.	Opслуживање transportera, mjere sigurnosti i kontrola njihovog rada	229 -
8.6.3.	Организација одржавања транспортера	229 -
8.6.4.	Ремонт траке	230 -
8.6.5.	Помјерање транспортера	231 -
8.6.6.	Утовар просутог материјала	232 -
8.7.	Безбједност и заштита на раду код транспортера	232 -
9.	ПИТАЊА ЗАШТИТЕ ЖИВОТНЕ СРЕДИНЕ ПРИ УПОТРЕБИ ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ	236 -
9.1.	Избор транспортера са тракама	237 -
II	ХИДРАУЛИЧНИ ТРАНСПОРТ	243 -
10.	КАРАКТЕРИСТИКЕ ХИДРАУЛИЧКОГ ТРАНСПОРТА	245 -
10.1.	Значај и мјесто хидрауличког транспорта минералних сировина у рударству	247 -
11.	основне карактеристике минералних сировина, воде и хидромјешавине	249 -
11.1.	Квалитативно дефинисање минералних сировина	249 -
11.2.	Основне карактеристике воде	250 -
11.2.1.	Квалитет воде	250 -
11.2.2.	Густина	250 -
11.2.3.	Стишљивост	251 -
11.2.4.	Вискозитет	251 -
11.3.	Основне карактеристике хидромјешавине	251 -
11.3.1.	Количина хидромјешавине	252 -
11.3.2.	Густина хидромјешавине	252 -
11.3.3.	Концентрација чврсте фазе	252 -
11.3.4.	рН вриједност хидромјешавине	254 -
11.3.5.	Вискозитет хидромјешавине	254 -
11.3.6.	Брзина таложења	255 -
11.3.7.	Абразија и ерозија	259 -
11.3.8.	Корозија	261 -
11.3.9.	Инкрустација	262 -
12.	ОПРЕМА ЗА ЦЈЕВОВОД И ХИДРАУЛИЧНИ ТРАНСПОРТ	265 -
12.1.	Напојни сандук	265 -

12.2.	Муљне пумпе	- 265 -
12.2.1.	Регулација рада пумпи	- 269 -
12.3.	Цјевоводи	- 273 -
12.3.1.	Компоненте дијелови цјевовода.....	- 275 -
12.3.2.	Цијеви	- 275 -
12.3.3.	Спојни елементи	- 277 -
12.3.4.	Кривине на цјевоводу и трасирање цјевовода	- 278 -
12.3.5.	Принципи трасирања и монтирања цјевовода	- 279 -
12.3.6.	Цјевовода арматура	- 280 -
13.	ВРСТЕ ХИДРОМЈЕШАВИНА	- 283 -
13.1.	Течење хетерогених хидромјешавина	- 286 -
13.2.	Типови протицања хомогених хидромјешавина	- 288 -
14.	БРЗИНА ТРАНСПОРТА.....	- 290 -
14.1.	Стварна брзина.....	- 290 -
14.2.	Критична брзина.....	- 291 -
14.3.	Анализа односа стварне и критичне брзине	- 296 -
14.4.	Транзитна брзина.....	- 298 -
14.5.	Димензионисање цјевовода	- 300 -
15.	ХИДРАУЛИЧКИ ОТПОРИ.....	- 302 -
15.1.	Линијски губици	- 302 -
15.2.	Локални губици	- 306 -
15.3.	Губици код хидраулички дугих цијеви	- 309 -
15.4.	Хидраулички отпори при транспорту хидромјешавине	- 309 -
16.	ПРОРАЧУН НАПОРА ПУМПЕ.....	- 313 -
16.1.	Напор пумпе.....	- 313 -
16.2.	Утицај чврстих честица у хидромјешавини на напор пумпе	- 314 -
17.	ИЗБОР ПУМПЕ	- 321 -
17.1.	Избор величине пумпе	- 321 -
17.2.	Q-N дијаграм пумпе.....	- 323 -
17.3.	минимална количине енергије коју флуид треба имати	- 325 -
17.4.	Крива цјевовода	- 326 -
18.	ПРОРАЧУН СНАГЕ ПУМПЕ.....	- 327 -
18.1.	Снага пумпе.....	- 327 -
18.2.	Димензионисање снаге електромотора	- 328 -
	СПИСАК ОЗНАКА/ТРАКАСТИ ТРАНСПОРТЕРИ	- 331 -
	СПИСАК ОЗНАКА/ХИДРАУЛИЧКИ ТРАНСПОРТ	- 335 -
	ЛИТЕРАТУРА//ТРАКАСТИ ТРАНСПОРТЕРИ.....	- 337 -
	ЛИТЕРАТУРА/ХИДРАУЛИЧКИ ТРАНСПОРТ	- 339 -
	ПРИЛОЗИ ЗА ТРАКАСТЕ ТРАНСПОРТЕРЕ.....	- 341 -
	ПРИЛОЗИ ЗА ХИДРАУЛИКУ	- 402 -

ПРЕДГОВОР

Удбеник „Транспорт расутих материјала на површинским коповима садржи све неопходне информације за студенте Рударског факултета Приједор у којем се постижу основни циљеви изучавања предмета-курса „Транспорт у рударству“. Савладавањем овог курса студенти стичу способност разумијевања значаја транспорта који представља једну од најважнијих фаза у експлоатацији и припреми минералних сировина, при чему највећи удио у трошковима читавог процеса добијања корисне супстанце настају управо при транспорту. Уз то студенти бивају обучени у довољној мјери за управљање, одржавање и унапријеђење транспорта минералних сировина. Као један од исхода јесте и практична примјена метода и процедура за избор и димензионисање система транспорта.

У удбенику су објашњени и приказани најважнији елементи и проблематика рада и управљања транспорта транспортерима са тракама, хидрауличног транспорта, камионског транспорта и жељезничког транспорта, при чему је аутор књиге имао намјеру да студентима, али и инжењерима који раде у пракси, сублимира најважније елементе, услове и параметре рада најчешћих и најкоришћенијих дисконтинуалних и континуалних транспортних система на рудницима .

Велике количине материјала требају бити брзо транспортоване коришћењем енергије. Отуда су ефикасна енергетска рјешења потребна како би се суочили са саобраћајним изазовима садашњости и будућности и смањењу трошкова тог транспорта.

Данас „руковање рударским материјалом“ значи управљање минералним сировинама. Главни задатак је да се у одређеном тренутку произведе потребна количина сировина потребног квалитета. Перформансе подземног рудника зависе понајвише од способности опреме за извоз окнима. Подземно рударство зависи критично од способности, поузданости и сигурности опреме за извоз

Свакако да је акценат у удбенику дат на основну материју, односно теорију у мјери у којој је приказан практичан инжењерски приступ приликом прорачуна и дефинисања основних структура појединих транспортних система.

Послије завршетка овог курса, а користећи и остала знања из области рударства, студенти су способни да се баве наведеном проблематиком у привредним, пројектантским и научно-истраживачким организацијама.

Велику захвалност аутор дугује рецензентима, при чему су сугестије у смислу усмјеравања и одређивања „довољног“ нивоа обраде појединих транспортних система, биле од велике помоћи да удбеник има овакву форму.

1. ОПШТИ ДИО

1.1. ДЕФИНИЦИЈА И КЛАСИФИКАЦИЈА ТРАНСПОРТА И ТРАНСПОРТНИХ ШЕМА У РУДАРСТВУ

Транспорт материјала у рударству је инжењерска дисциплина, са елементима умјетности и науке, при чему се користе научни и математички принципи у пројектовању, конструисању и безбједном раду ефикасних и економичних структура опреме транспортних система у рудницима.

Транспорт материјала у рударству се бави процесима транспорта и управљања кретањем материјала од мјеста производње – откопавања до потрошача, мјеста даље прераде или одлагања на депонији/одлагалишту.

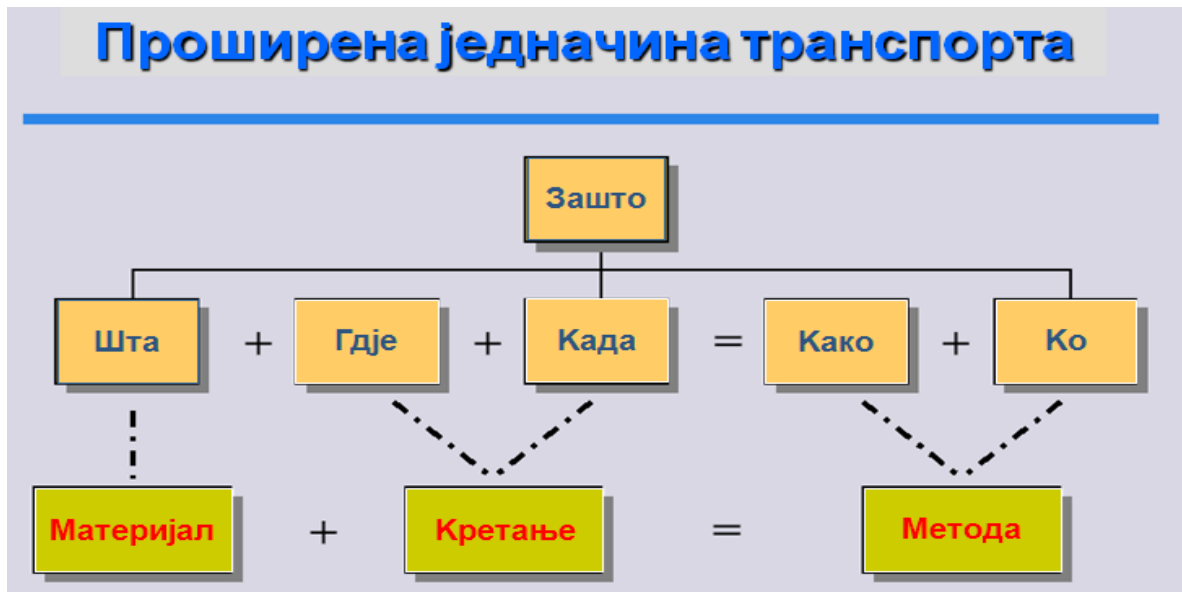
Транспорт је инжењерска дисциплина везана за обезбијеђивање потребних количина одговарајућег материјала на одговарајућем мјесту, са одговарајућом динамиком испоруке уз минималан трошак, коришћењем одговарајућих метода.

Једноставна једначина транспорта



Слика 1.1. Једноставна „једначина“ транспорт

Проширена једначина транспорта



Слика 1.2 :Проширена „једначина“ транспорт

1.1.1. Дефиниција рудничког транспорта

Транспорт материјала у рударству обухвата све транспортне машине, комуникације, уређаје, опрему и инсталације, односно транспортне системе за превоз корисне минералне сировине, жаловине, радника, рударске опреме, машина, њихових дијелова и свих потребних материјала

Транспорт и транспортне системе на рудницима чине транспортне комуникације од мјеста откопавања до мјеста ускладиштења откопаног материјала, све помоћне машине и уређаји за израду, одржавање и регулацију комуникација, опрема и уређаји за управљање и диспечинг (сигнализација и аутоматика), претоварно-бункерски уређаји и сл.

Транспорт материјала у рудницима обухвата и радионице са опремом за поправке и ремонт машина, гараже, депои, станице, све утоварно-истоварне операције

1.1.2. Класификација транспорта

Класификација транспорта - се врши на основу рударско-техничких, геолошких и географских фактора, као и расположивих техничких средстава и економских могућности. Сврставају се у двије основне групе:

А)циклични (дисконтинуални) транспорт - са периодичним (у интервалима) превозом утовареног терета:

- **жељезнички** (вагонима, тј. вагонима и бункер возовима које вуку дизел или електричне локомотиве, и моторним вагонима)и
- **камионски** (камионима-истресачима, камионима на комбиновани погон, тракторским тегљачима са приколицама или полуприколицама, ауто-возовима, скреперимаитд).
- Поред наведених средстава овај вид транспорта маса врши се и **машинама за откопавање и утовар ископине** багери кашикари, дреглајни, утоварне лопате, булдозери) који директно пребацују обрусене масе или преносе односно прегуравају већ одложене масе.

Б)беспрекидни (континуални) транспорт - са сталним превозом терета **транспортерима са тракама** ,

- **хидрауличким или пнеуматским транспортом,**
- **ваздушним жичарама,**
- **сипкама и коритима под дејством гравитације** итд.

Кроз вертикалне и стрме рудничке просторије терет се превози у скиповима или кошевим, на платформама по блаже нагнутим трасама При савладавању великих капацитета транспорта маса користе се транспортери са притисном траком.

В) Комбиновани транспорт - Комбинација транспорта се врши у условима производних процеса на рудницима, при чему су главни циљеви увођења оваквих система, услијед продубљавања копова, продужавања извозних просторија и сл скраћивање транспортне дужине, смањење инвестиционих улагања, повећање продуктивности и економичности, интензивирање експлоатације и потпуније искоришћење лежишта. Неки од најкоришћенијих комбинованих транспортних система транспортер - камион, камион-скип, камион-воз и сл.

У зависности од мјеста рада, транспорт може бити: етажни, збирни, магистрални и транспорт на одлагалишту.

Према намјени може се дијелити на: транспорт корисне минералне сировине, транспорт отркивке и жаловине, полупроизвода и слично.

У зависности од времена употребе и њихових карактеристика, све врсте транспортних комуникација (путева, пруга и осталих транспортних система) дијеле се на: **сталне или стационарне и помјерљиве или нестационарне** које имају кратак радни вијек.

Код транспорта на површинским коповима треба разликовати:

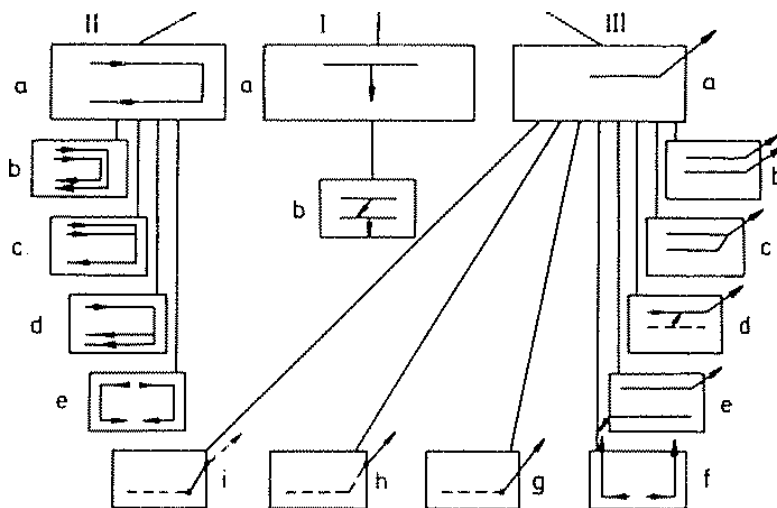
- **унутрашњи транспорт** који се одвија у границама контуре површинског копа и
- **спољашњи транспорт** који се одвија ван граница контуре копа

На површинским коповима најчеће се откопани материјал транспортује транспортерима са траком, камионима и возовима. Материјал се може превозити са једним, два или више транспортних система који се комбинују у времену и простору. Често се ископина унутар копа транспортује једним транспортним системом, а при савладавању успона и на површини се користи други транспортни систем.

1.2. СИСТЕМАТИЗАЦИЈА ТРАНСПОРТНИХ ШЕМА

У зависности од положаја према копу и правца транспортовања ископине, све транспортне шеме могу се сврстати у три групе: I група шема са најкраћим попречним транспортом у откопани простор копа, II група шема са попречним транспортом у откопани простор по унутрашњем ободу копа и III група Шема транспорт ван граница површинског копа, слика 1.3

За транспорт откривке могу се примијенити све три групе шема у зависности од услова експлоатације. За транспорт корисне сировине ван копа најчешће се примјењују шеме III групе.



Слика 1.3. Шеме транспорта

Шеме транспорта I групе примењују се често за транспорт откривке мале дебљине изнад хоризонталног слоја минералне сировине. При томе се могу користити транспортна средства за транспорт по најкраћем попречном растојању (шема I, a) као што су конзолни одлагачи и транспортни мостови.

При скидању откривке са више етажа, може се применити шема I, b, када се користе додатна транспортна средства за обједињавање протока терета са двије или више етажа (на пример, примјена самоходних транспортера - претоварача за предају терета са више етаже на транспортни мост)

По шемама I групе за мањи обим транспорта маса може се примјенити хидраулички транспорт и транспорт ваздушним жичарама

Транспортне шеме II групе примјењују се у условима који не омогућавају пријмену транспортних мостова и конзолних одлагача Такође се примењују за транспорт откривке. Универзалније су, па се чешће примјењују.

При малој висини откривке примењује се најједноставнија шема II, a. Код велике дебљине откривке и при њеном скидању са двије или више етажа примјењује се шема II, b.

У зависности од типа багера и одлагача као и услова формирања унутрашњег одлагалишта, могуће су шеме са сједињавањем или раздвајањем транспортних комуникација које долазе са појединих етажа или воде на посебна одлагалишта (шема II, c и II, d).

Код веће дужине фронта и централног положаја усека отварања, примењује се шема II, e - која омогућава наизменичан рад на крилима.

Транспорт по шемама II групе омогућава примену транспорта возовима, дамперима, скреперима и хидрауличног транспорта.

У низу случајева може бити најпогоднија комбинација шема I - III групе при одлагању на унутрашње одлагалиште. При томе се може применити јединствен начин транспорта за цели коп или комбинација различитих транспортних система..

Транспортне шеме III групе најчешће се примењују за транспорт корисне сировине и откривке.

При откопавању једне етаже примењује се III, a шема. Кад се откопава откривка на двије етаже, по краћем растојању до одлагалишта, примењује се III, b шема. За веће транспортне дужине на површини обједињавају се по двије транспортне линије у једну магистралну предајом терета са етаже на етажу, III, c шема. Код веће дужине фронта обједињавање се може вршити помоћу самоходног транспортера - претоварача, шема III, d. При транспорту великих маса може бити рационалније рјешење транспорт на два одлагалишта, III, e шема.

При великој дужини радног фронта могућа је подјела транспортне комуникације за рад на два крила, III, f шема.

За транспорт корисне сировине најчешће се користе шеме III, a; I, b и III, c.

Транспортне шеме III групе одговарају за примјену било којег транспортног средства и начина транспорта.

При транспорту откривке или корисне сировине са **комбинованим системима**, најчешће се примењују шеме III, g, h, и и III, г шема. Ископина се превози до успона са једним транспортним системом, а при савладавању успона и за транспорт по површини користи се драги транспортни систем.

По III, h шема примјењена су два транспортна система од којих први превози терет све до површине гдје се врши претовар. Код примјене III, и Шеме постоје два претоварна пункта: прије савлађивања успона и на површини јер се користе два или три транспортна система. Могућа је примјена истог система у првој и трећој етапи транспорта.

Трасе транспортних комуникација цикличног транспорта могу бити: праволинијске, слијепе, са петљом, спиралне, кружне, елипсоидне и комбиноване.

У одређеним условима може бити сврсисходнија комбинација наведених група. Главни циљ избора транспортне шеме и комбинација је скраћивање транспортне путање и повећање продуктивности и економичности транспорта.

1.2.1. Специфичности рудничког транспорта

Транспорт на површинским коповима одликује се низом специфичности у односу на транспорт опште намјене:

- Терет има масовни карактер и врло велики обим који неколико пута надмашује обим транспорта на појединим магистралним путевима опште намјене.
- Стално се мијења мјесто утовара и истовара ископине због помјерања етажа откопавања и одлагања - што захтјева периодична временска и просторна премештања транспортних комуникација.

- Транспорт се обавља по трасама великог нагиба и сложене конфигурације
- Присуство цикличних операција код транспортних система континуалног дејства и непрекидне технологије код система цикличног дејства.
- Захтјеви за повишеном сигурношћу, поузданошћу и чврстином код средстава за превоз чврстих руда и стијена диктирани условима утовара, величином комада и великом насипном запреминском масом материјала
- Узајамна зависност параметара транспортних средстава и средстава откопавања, утовара, преноса и одлагања.

1.3. УЛОГА И ЗНАЧАЈ РУДНИЧКОГ ТРАНСПОРТА

Руднички транспорт је једна од основних и најзначајнијих компоненти радног процеса при експлоатацији лежишта минералних сировина. Одликује се великом разноликошћу терета, сложеном организацијом посла, разгранатом мрежом транспортних путева и врло великим обимом превезених количина ископине.

Површински копови продрли су у дубину до 600 m, а пројектују се до 800 m. Њихов капацитет на угљу достигао је 50 000 000 t годишње и преко 200 000 000 m³ чм откривке. Овако велику експлоатацију омогућили су континуални технолошки процеси применом БТО (багер-транспортно-одлагач) и БТБ (багер-транспортно-бункер) система. Већ су у употреби роторни багери који достижу капацитет 300000 m³ на дан. Конструисани су транспортери ширине 3400 mm који имају брзину 6 m/s и могу да остваре часовни капацитет 25000 m³/h. Достигнуте су импресивне дужине транспортних система који вуку терет у једном правцу преко 100 km, а пројектују се до 240 km.

Економичан превоз са дамперима оствараје се на дужинама до 10 km. Увелико терет превозе дамperi носивости 220 t. Дампер „Тегех-titan“ има носивост 318 t. На коповима саобраћају и велики тегљачи носивости 300 t, а пројектују се аутовозови носивости 400 t.

При утовару чврстих и вило чврстих руда и јаловине, код цикличних технолошких процеса, главна утоварна средства су багери кашикари са запремином кашике 25 m³, а пројектују се за запремину од 50 m³, и дреглајнр запремине кашике 50 m³, а пројектују се за запремину од 100 m³.

За спољашњи транспорт на релативно великим дужинама терет се транспортује возовима. Фасцинантни су и подаци за превоз терета рудничким пругама: носивост вагона 180 t, а пројектују се за новости 240 до 280 t, локомотиве имају масу до 180 t, вучни агрегати до 360 t, композиције возова броје 120 до 130 вагона, које вуку терет до 30000 t, па и више.

Хидраулички транспорт (као и откопавање са водом под великим притиском) све чешће се примјењују. Поменимо, као куриозитет, транспорт 650 t/h, сепарисаног угља на дужини 348 km.

Скромни резултати остварени су подводном површинском експлоатацијом која се спустила испод воде 7000 m. Обавља се бродовима снабђеним уређајима за разарање стијена, опремом за хидраулички транспорт и уређајима за припрему минералних сировина.

Од изабраног транспортног система зависи начин отварања и редосљед припремања лежишта, рокови изградње и освајања пројектоване дубине копа, режим рударских радова, могућност селективног откопавања, капацитет итд.

Изабрани начин транспорта одређује: параметре радних површина, што утиче на обим маса и прамјену коефицијента откривке, нагиб путева отварања и прилазних путева, избор пратећих уређаја и опреме, положај одлагалишта, шему и дужину путева унутрашњег и спољашњег транспорта, величину и способност ремонтних радионица, избор енергије итд.

Транспорт на површинским коповима органски је повезан са осталим технолошким процесима, који чине циклус експлоатације. Он је зависан од процеса који му претходе и од оних који слиједу за њим. Он утиче на радне процесе и условљава њихову ефективност, равномјерност и ритмичност.

Припрема за транспорт ископине почиње са бушачко-минерским радовима који имају велики утицај на ефективност транспорта. То се манифестује у квалитету изазрушености масива, степену гранулације материјала и равномерности дробљења ископине, у величини комада, у стварању неравнина и остајању дијелова неразрушеног масива у подини етаже итд. Све то утиче да транспортна средства чекају дуже при утовару или се налазе у застоју очекујући утовар

Величина комада утиче различито. Код транспорта вагонима и дамперима нема никаквог утицаја на њихово кретање, док код транспортера са траком, код абразивних стијена и руда, директно спрјечава њихову примјену због пробијања траке и њеног интензивног хабања

На ефективност транспорта највећи утицај имају средства откопавања и утовара. Учинак се смањује услед кварова на екскаваторима, услед пометања и премјештања екскаватора и других пратећих радњи које врши у току радног времена, услед прекида струје и сл.

Из изложеног произилази да бушачко-минерски радови и средства за захватање и утовар директно или индиректно утичу на ефективност транспорта И обрнуто, процес транспорта вањ а упливише на степен искоришћења утоварних средстава То је нарочито важно код дисконтинуалног транспорта који се одликује веома честим застојима, који настају услед кварова тих средстава, њиховог ремонта, неблаговременог пристизања због лоших путева итд.

Врло значајан утицај има **усклађеност капацитета** транспорта са капацитетом флотација, односно сепарација. Транспорт мора обезбједити њихову планску производњу, никако не срне бити њихово уско грло и узрочник њихових застоја. Улога транспорта манифестује се прије свега уском везом са другим технолошким процесима и значајем његове ефикасности на цјелокупну продуктивност рударског предузећа.

Ради **усклађивања капацитета**, обично се предузимају разне техничке и организационе мере: благовремена припрема етажа и постављање екскаватора у зависности од захтева према квалитету и квантитету руде; увођење организације транспорта са бољим маневарским могућностима, већом мобилношћу; изграђују у копу, или ван њега, помоћна складишта; уводи се аутоматизација транспорта и аутоматизација радних операција у флотацијама, односно сепарацијама.

Савремена експлоатација минералних сировина одликује се рапидним порастом инвестиционих улагања у објекте и опрему транспорта ископине која достижу двије трећине од свих улагања за површинску експлоатацију Зато се током експлоатације веома тешко мијења примјењени систем транспорта при отварању рудника.

Бројна средства основне и помоћне механизације, која су велики потрошачи енергије, разграната мрежа транспортних комуникација и велики обим радних операција условљавају високу цијену транспорта и њен доминантни удио у укупним трошковима производње.

Експлоатациони трошкови транспорта расту са дубином. У почетку, они износе 40 - 45% да би при експлоатацији најнижих етажа достигли износ 60 - 70% укупних трошкова

Транспорт, одржавање средстава и комуникација захтјевају велики број запослених који премашују 40%, а у посебним случајевима и 60% укупног броја запослених. Радници запослени на транспорту врло су различитих и најчешће најстручнијих квалификација.

Све изложено дефинише транспорт као најсложенији, најскупљи и најтежи радни процес који у великом степену одређује капацитет, продуктивност и економичност рудника. Зато руднички транспорт захтјева висок степен организације и представља најважнију и најодговорнију کاریку у цјелокупном процесу експлоатације.

У вези са порастом улоге транспорта у перспективном развоју рударства израђиваче се квалитетнија, мобилнија и савршенија транспортна средства. Основни правци техничког усавршавања биће сљедећи:

- Конструисање и употреба знатно ефикаснијих транспортера са траком
- Конструисање, израда и примјена снажнијих, бржих средстава цикличног дејства веће носивости и бољих маневарских карактеристика
- Повећање степена сигурности, поузданости и радног вијека транспортних средстава
- Убрзана конвејеризација транспорта ради остваривања поточне технологије у рудницима метала.
- Конструисање и израда транспортних средстава са мањом уградњом метала и потрошњом енергије.
- Достижање већег степена механизованости и аутоматизованости радних процеса.
- Смањење физичких напора радника, повећање сигурности, хуманизација рада, заштита радне и животне средине
- Разрада и реализација потпуне аутоматизације транспортних система и машинских комплекса..
- Израда и употреба транспортних средстава са новим врстама погона; гасним турбинама, снажним електроакумулаторима, комбинованим дизел-тролним погонима, а за велике погонске снаге истражује се коришћење и атомске енергије
- Примјена рачунара и уређаја кибернетике за програмирање, одређивање оптималног режима и контроле рада машинских комплекса итд.

1.4. УТИЦАЈНИ ФАКТОРИ НА ИЗБОР И ПРОЈЕКТОВАЊЕ РУДНИЧКОГ ТРАНСПОРТА

При пројектовању и избору начина транспорта мора се водити рачуна о низу рударско-техничких, природних, организационих и економских фактора, као и о конструкционим и експлоатационим карактеристикама механизације, настојећи да се постигне што већа техничко-економска ефективност сваког појединачно или врше једновремено коришћених транспортних система.

Најважнији **рударско-технички фактори** су: начин експлоатације (површински, подземни или комбиновани), обим маса за транспорт, дужина и конфигурација траса (нагиби, радијуси, кривине), врста транспортне комуникације (пут, пруга, траса за транспортере или цијевовод), технологија припреме и експлоатације лежишта, брзина развоја и димензије копа, особине ископине, дубина копа, радни вијек рудника, режим рада, врста енергије, еколошка заштита животне и радне средине итд.

Меду најважније **природне факторе** спадају: облик и залијегање лежишта, дубина залијегања, дебљина рудног тијела или слоја и његова хипсометрија, количина рудних резерви, врста, намјена и њихов квалитет, хидролошке и хидрогеолошке карактеристике лежишта, физичко-механичке особине стијенског масива, географске карактеристике рејона лежишта итд..

Организациони фактори обухватају: временски режим радова, динамику изградње копа и освајање пројектованих капацитета, рокове набавке, допреме и израде транспортних система, рокове довода енергије и воде, обезбјеђење квалификоване радне снаге и др..

У **економске факторе** спадају: висина инвестиционих улагања, кредитни услови, продуктивност, цијена транспортера и си.

На основу наведених фактора прве 4 групе у првој фази истраживања прикладних начина транспорта елиминишу се неподобни транспортни системи и одабирају варијанте структура машинских комплекса које долазе у обзир за примјену. Одабране варијанте се међусобно упоређују на основу показатеља техничке анализе да би се одабрала рационална варијанта. На основу техничко-економске анализе, у другој фази истраживања, варијанте се међусобно компарирају и одабира се оптимални транспортни систем.

При **избору транспортног система** нарочито се води рачуна о прва четири рударско-техничка фактора који ће се разматрати код сваког система транспорта појединачно..

Врло је значајан фактор **радни вијек рудника**. За кратки вијек нерационално је улагати велика инвестициона средства за пруге и путеве који се неће користити након ликвидације рудника и куповати скупу опрему која се не може продати.

При избору начина транспорта треба водити рачуна и то:

- могућности набавке и цијени транспортне опреме, условима организације
- ремонтних радионица, њиховој цијени и опремљености;
- обезбеђењу енергије, горива, потрошних и репро-материјала као и о њиховим набавним цијенама;
- могућности допреме и монтаже транспортних средстава;
- о локалним географским условима: клими (интензитету падавина, ниским температурама), топографији терена, постојању природних препрека сл.

Сви наведени фактори морају се скупа разматрати јер сваки од њих, у одређеном степену, утиче на цијену транспорта, а самим тим и на цијену изградње и експлоатације рудника. Међу најважније спадају капацитет и дужина транспортовања, која зависи од узајамног положаја радне зоне копа, одлагалишта и комплекса објекта за обогаћивање или ускладиштење, као и нагиб транспортних комуникација одређен залијегањем лежишта и врстом транспортног средства.

Оптимални начин транспорта одређује се на основу техничко-економске анализе више начина транспорта ископине са различитим њиховим комбинацијама.

Оцјена економских показатеља разматраних начина транспорта обухвата поред цијене транспорта и цијене утовара, одлагања, изградње и употребе унутрашњих и спољашњих објеката, допунских операција (претовара, дробљења и си.)

Економском анализом утврђују се трошкови одређеног транспортног система уз обухватање инвестиционих улагања за опрему, објекте и сумарних експлоатационих трошкова.

Транспортни систем бира се према најнижим трошковима водећи рачуна о фактору времена (величини инвестиционих улагања и њиховом обртању) Ради правилног утврђивања најнижих трошкова, треба радити прорачун у варијантама за поједине начине транспорта. Техничко-економске анализе треба компарирати и за поједине временске фазе у зависности од дубине откопавања. Тиме се постиже боље уочавање преимућства и недостатака разматраних транспортних система у различитим временима експлоатације и прецизније утврђивање времена или дубине експлоатације за прелазак са једног на други транспортни систем

Због сложених услова експлоатације, пораста размјера копа, дужине радног вијека итд., немогуће је са једним начином транспорта постићи оптималне трошкове зато се све чешће тражи рјешење са два или више начина транспорта који се истовремено уводе у експлоатацију или на разним фазама развоја копа

Савремени руднички транспорт за површинске копове може бити са једним или са више транспортних система.

Посљедњих деценија претеже примјена више транспортних система Они обухватају паралелно коришћење неколико начина транспорта једновремено по приступним путевима, објектима отварања, који су потпуно самостални или комбиновани, или узајамно повезано неколико начина транспорта са претоваром ископине са једног на друго транспортно средство према ходу технолошког процеса

Нарочито су перспективне комбинације транспорта дамперима и транспортерима и комбинације дамперима-возовима. У обе комбинације унутрашњи или сабирни транспорт обављао би се дамперима, а магистрални транспортерима са траком или возовима

За рјешавање избора и оцјене транспортног система све се више користе математичко - аналитички методи и електрични рачунари који омогућавају да се нађе оптимално, економски и технички сврсисходно, рјешење примјене и развоја транспорта на површинским коповима.

1.5. ОСОБИНЕ РАСУТИХ МАТЕРИЈАЛА

1.5.1. Врсте терета и значај особина

Особине терета су полазни и веома битни фактор при прорачуну, примјени и конструисању транспортних и откопних уређаја, уређаја за утовар и истовар, те се овдје анализирају, систематизују и класификују најутицајније особине. Нарочита пажња је посвећена њиховој обради и груписању за потребе транспорта, а може се користити за потребе осталих уређаја преноса и ускладиштења ископине са великом сигурношћу. Особине материјала директно или индиректно утичу на величину свих врста отпора кретању, на трајност, конструкцију, часовну ефективност, димензије итд. Ради најрационалнијег начина конструисања, с обзиром на услове рада и особине транспортних терета, дато је груписање терета на основу одређених параметара и утврђен математички однос неких величина где је то било могуће.

Од недавно, особинама материјала поклања се све већа пажња као и њиховој класификацији. За сада не постоји свеобухватна и прихватљива класификација јер се она може вршити према свакој особини појединачно, као што је то и овдје учињено, прихвативши да се најуопштеније сви терети могу сврстати у две групе: расуте и комадне терете.

Руднички транспорт обухвата највећим дијелом транспорт **расутог терета** и знатно мањим удјелом комадног терета. У расуте терете спадају све рударске ископине- отквивка, јаловина, корисна минерална сировина/руда, концентрати, грађевински минерални материјали итд, који се одликују растреситиошћу, са ситним и крупним комадима, у масовним количинама, са главном карактеристиком да се могу грабити и сипати. Пошто у рударству уопште не постоји проблем транспорта комадне робе, даље се обрађују само особине расутог терета.

Расути материјали карактеришу се величином и обликом честица, гранулометријским саставом, углом нагиба, запреминском масом, чврстином, влажношћу, абразивношћу, корозивношћу, лепљивошћу, самозапаљивошћу, опасношћу од експлозије итд. Свака од ових особина мора бити узета у обзир при избор врсте и параметара транспортног средства и осталих постројења и уређаја потребних за транспорт.

У овој књизи се говори о два најкоришћенија вида континуалног транспорта: транспорт тракастим транспортерима и хидраулички транспорт, па сходно томе ће се и извршити анализа карактеристика материјала које су битне за та два вида транспорта посебно.

Пошто се ради о веома опширној материји, овдје ће бити ријечи, најсажетије, само о најважнијим карактеристикама расутих материјала које су најрелевантније за избор врсте транспортног средства и његов прорачун.

Веома је важно истаћи чињеницу, на самом почетку, да особине материјала у рударству нису константне, већ се често мијењају чак и током дана, те је у прорачунима једино правилна примјена конкретних података одређених лабораторијски и на лицу мјеста на основу репрезентативних узорака.

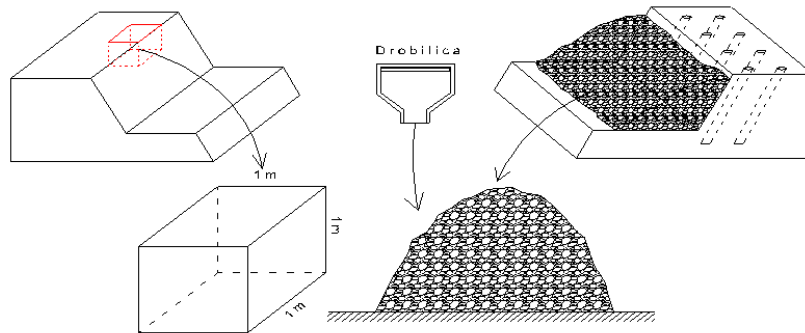
Будући да се ради о бројним параметрима и врло великим разликама у њиховим величинама, јасно је да се према свим, па ни према најважнијим, не могу одређивати оптимални технички параметри јер би се добио неограничен број комбинација које би дале различите конструкционе параметре транспортних постројења. Са аспекта рационалних транспортних система, са циљем смањења броја варијација њихових конструкционих елемената на што мањи али и сврсисходан број, неопходно је извршити категоризацију материјала у најприкладније групе бар према најважнијим особинама материјала. При томе се мора водити рачуна о свим релевантним факторима на тачни прорачун.

појединог вида транспорта, о свим утицајним факторима на понашање материјала при транспорту, утовару и истовару.

1.5.2. Карактеристике материјала битне за употребу тракастих транспортера

1.5.2.1. Запреминска маса материјала

Запреминска маса минералних материјала зависи од минералног састава, процентуалног учешћа компоненти и степена збијености материјала. Треба разликовати, нарочито при транспортовању, специфичну, запреминску у масиву (“in situ”) - γ_m и насипну запреминску масу у растреситом стању - γ_n , код откопаног или минираног материјала, а која је, у зависности од коефицијента растресања, увијек мања од специфичне и запреминске масе.



Слика 1.4. запреминска маса материјала

Густина (стари назив: *специфична тежина*) је параметар који показује колика је маса јединице запремине без слободног простора и пора између појединих зрна. Дакле, густина је зависна од минералне и хемијске грађе минералне сировине. Одређује се различитим врстама пикнометара. Обично се обиљежава са g и изражава се у kg/m^3 односно kN/m^3 (у SI систему). У пракси се често сусреће и изражавање густине у t/m^3 . Овај параметар се, генерално, користи само у случајевима када се разматра тежина крупних комада материјала

Насипна запреминска маса зависи од:

- величине комада и процентуалног учешћа појединих фракција,
- количине влаге (која зависи од карактера материјала и степена zasiћености влагом) и
- степена збијености (који код сувог зрнастог материјала мало повећава насипну запреминску масу, за 5 - 10%, а код везаног и влажног материјала овај проценат се пење на 30 - 50%).

Насипна маса γ_n може се прорачунати преко познатог **коефицијента растреситости** K_r , ако је позната запреминска маса γ_m , тј однос између запреминске масе у масиву γ_m и растреситом стању дефинисан је **коефицијентом растреситости** K_r (1.1.):

$$K_r = \frac{\gamma_m}{\gamma_n} > 1 \quad (1.1.)$$

Gdje

- γ_m - Запреминска маса у масиву (“in situ”)
- γ_n - Запреминска маса у растреситом стању (насипна запреминска маса)

Оријентационе вриједности за K_r износе:

- за меке стене (песак, земљу, глину) 1,1 - 1,3;
- за угљеве, шкриљце и си. 1,4 - 1,6;
- за чврсте стијене и руде 1,5 - 1,8

Коефицијент K_r зависи од начина откопавања, структуре и минералног састава материјала, његове тврдоће и степена уситњености. Његове приближне вриједности за угљеве и њихове пратеће стијене дате су у табели 1.1. и 1.1.а -Прилог 1

Будући да запреминска маса зависи од више наведених фактора, то се никако не могу дати њене тачне вриједности из литературе, већ само оријентационе, које се наводе у табелама 1.2; 1.3 и 1.5, уз податке за углове унутрашњег трења материјала. За тачне прорачуне транспорта у конкретном руднику треба користити тачно одређена ова два ванредно важна податка.

Прегледом наведених података у цитираним таблицама и претходне класификације уочава се потреба груписања терета, према насипној запреминској маси, која ће омогућити примерни рационалних параметара транспортних средстава.

На основу наведених критеријума, сви материјали могу се груписати у следеће три категорије:

	$\gamma_n, t/m^3$
лаки и средње тешки материјали (кокс, тресет, лигнити; мрки и камени угаиј, ситни алуминијум и си.)	0,6 - 1,6
тешки материјали (пијесак, шљунак, гипс, пјешчар, лапорац, глина и сл.)	1,6 - 2,0
врло тешки материјали (кречњак, облутак, разне руде и сл.)	2,0 - 4,0

Параметри транспортних средстава одређују се у зависности од максималне вриједности конкретне групе. За трећу групу може се усвојити $\gamma_{max} = 2,5 t/m^3$.

Запреминска маса у непоремећеном стању је далеко већа од насипне запреминске масе и никада се не користи за димензионисање транспортера.

Насипна запреминска маса се увећава за одређени проценат стајањем на депонији, као и услед дјеловања вибрација на траци.

Густина комада материјала је у принципу далеко већа од запреминске масе, пошто не узима у обзир слободни простор између комада. **Густина се никада не користи у прорачуну транспортера.**

1.5.2.2. Гранулометријски састав терета

Крупноћом или гранулометријским саставом терета називамо количински однос честица по њиховој крупноћи. Карактеристични однос димензија највећег a_{max} , си 1,2, и најмањег a_{min} комада одређује **коефицијент гранулације (1.2.):**

$$K_s = \frac{a_{max}}{a_{min}} \quad (1.2.)$$

У зависности од K_g , материјал се класифицира на сортиран ако је $K_g < 2,5$ и несортиран ако је $K_g > 2,5$. За гранулацију сортираног материјала карактеристична је средња величина комада, коју ћемо означити са a' и рачунати по обрасцу (1.3.):

$$a' = \frac{a_{max} + a_{min}}{2} \quad (1.3.)$$

Према средњој величини комада a' , разликују се следеће врсте расутих материјала/терета:

- $a' > 320 \text{ mm}$ врло крупни комади
- $a' = 160 - 320 \text{ mm}$ крупни комади,
- $a' = 60 - 160 \text{ mm}$ средњи комади,
- $a' = 10 - 60 \text{ mm}$ ситни комади,
- $a' = 0,5 - 10 \text{ mm}$ зрнасти материјал
- $a' < 0,5 \text{ mm}$ и прашинасти материјал

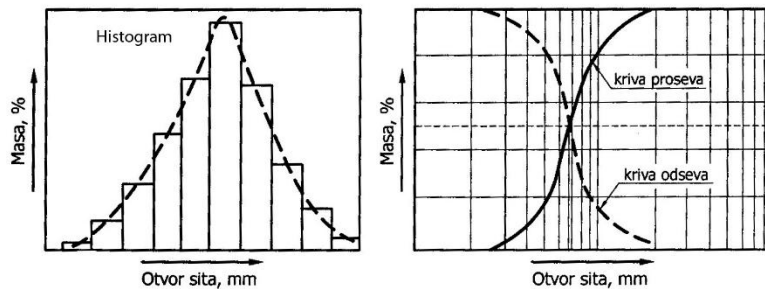
Несортирани материјал одликује се комадима са највећим димензијама $a' = a_{\max}$. Ако је учешће комада са дужином a' од $0,8 a_{\max}$ до a_{\max} веће од 10% укупне тежине пробног терета, средња величина комада a' читаве масе означава се са a_{\max} ; ако је учешће тих комада мање од 10%, $a' = 0,8 a_{\max}$.

Гранулометријски састав битно одређује: брзину транспортера, ширину траке, процјену попуњености профила, величину утоварно истоварних уређаја и величину отвора бункера.

Одређивање гранулометријског састава врши се:

- просијавањем (зрна крупнија од 37 mm),
- елутрацијом и седиментацијом (зрна ситнија од 37 mm).

На основу дефинисаних класа цртају се криве гранулометријског састава.



Слика 1.5. Криве гранулометријског састава

За крупноћу сортираног материјала карактеристичан је средњи пречник зрна (d_{sr}). У табели 1.6,б.-Прилог 1 се дају за одређене врсте и крупноћу материјала вриједности средњег пречника зрна.

Величина комада терета има значајан утицај на одређивање ширине траке, величине отвора бункера и других елемената транспортних средстава, као и утоварно-истоварних постројења и уређаја



Слика 1.6. Најчешћи облици комада и њихова највећа димензија: *призматични, коцкасти, лоптасти и неправилно издужени*

У савременом разматрању проблема гранулације оперише се са три појма:

- заданој - према условима експлоатације и захтевима даље прераде,
- дозвољеној - према конструкцији транспортне траке, односно њеној ширини и брзини,
- оптималној - економски најпогоднијој за дате услове рада и технологије.

За постојеће траке крупноћа блокова не прелази 300 - 400 mm, а брзина траке за такве материјале креће се 2,5 - 3 m/s. При томе се примјењују посебни претоварни и утоварни уређаји са малом утоварном висином, могућношћу стварања застора, уз постојање: амортизационих уређаја, отпрашивача, брзог отклањања кварова итд. Класификација материјала према крупноћи, покретљивости, абразивности и другим карактеристикама је дата у табели 1.6а-Прилог 1.

1.5.2.3. Чврстоћа материјала

Чврстоћа је механичка особина која се највише користи као карактеристика стијена и минералних сировина. Испољава се отпором материјала према спољним силама које теже да разоре узорак стијене под дејством притиска, растезања, савијања и смицања. Испитивање је једноаксијално, статичко са прирастом оптерећења од $15 \text{ dN/cm}^2 / \text{s}$. Стијене показују највећу чврстоћу при притиску, док при осталим врстама напрезања показују само дио чврстоће при притиску.

- При затезању $1/20$ - $1/40$ део чврстоће при притиску.
- При савијању $1/8$ - $1/15$ део чврстоће при притиску.
- При смицању $1/10$ - $1/15$ део чврстоће при притиску.

Двоаксијална чврстоћа је око $1,5$ - $2,0$ пута већа од једноаксијалне а троаксијална је још много већа. У табели 1.9_Прилог 1 дате су вриједности једноаксијалних притисних чврстоћа за неке врсте стијена.

На основу једноаксијалне притисне чврстоће стена, извршена је класификација стијена (проф. Протођаконов). Класификација обухвата 10 категорија и 5 поткатегорија, с тим даје коефицијент чврстоће за последње четири категорије одређен индиректно. У табели 1.10 дата је класификација стијена и руда према проф. Протођаконову.

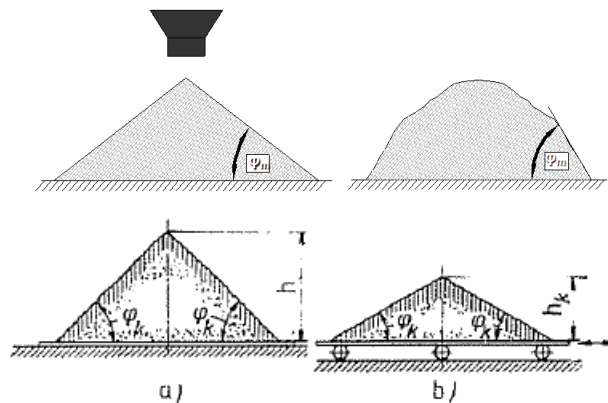
1.5.2.4. Угао природног нагиба, коефицијент трења и покретљивост комада

Угао природног нагиба материјала у стању мировања је угао који чине слободно формирана природна косина насутог материјала и хоризонтална површина. Његова величина зависи од врсте материјала, влажности, збијености, облика и крупноће честица, њихове покретљивости, као и гранулометријског састава. Узајамна покретљивост честица је у функцији силе закачињања и силе трења, које се појављују при релативном помјерању једне од друге. Што је покретљивост честица већа, тим је угао нагиба мањи. Овако велики број утицајних чинилаца уе дозвољава да угао буде константна величина за један исти материјал.

Познавање угла унутрашњег трења (многи аутори тако називају угао природног нагиба материјала) омогућава егзактније одређивање величине попречног пресека материјала. То је битан технолошки елемент за све техничко-експлоатационе параметре транспортних и свих осталих машина и уређаја за утовар и ускладиштење с обзиром на њихову функционалност, конструкцију и ефективност у раду.

У процесу транспорта и складиштења материјала треба разликовати три угла нагиба растреситог материјала и то:

- Угао нагиба у стању мировања - (φ_m)
- Угао нагиба у стању кретања - (φ_k)
- Угао клизања материјала - (φ_{kl})

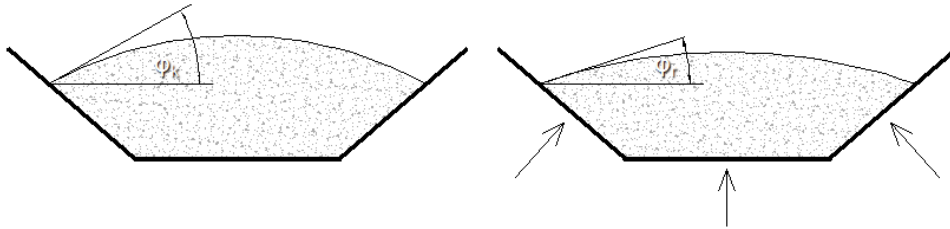


Слика 1.7.: Угао нагиба материјала у стању мировања - (φ_m) Највећи угао који може да образује слободно формирана коса површина растреситог материјал према хоризонталној равни ; а - у стању мировања и б - у стању кретања

Угао нагиба мјери се угломерима различитих типова. Угао се може приближно одредити и мерењем само висине купе x , слика 1.3, из обрасца (1.4.):

$$\operatorname{tg}\varphi \approx \sqrt{h^3} \quad (1.4.)$$

При рјешавању транспортних проблема веома је битан **угао природног нагиба у кретању** φ_k , који се формира при дејству динамичких сила и вертикалних вибрација, а који зависи од наведених карактеристика материјала, као и следећих фактора: брзине траке, величине њеног угиба између ваљака, конструкције ваљака, дужине траке, равномјерност товарења итд. Угао φ_k може се усвојити да износи приближно око 60% величине угла природног нагиба у миру, тј. $\varphi_k = (0,55-0,60) \varphi$. Преко ове релације може се одредити тражено φ_k коришћењем података датих за φ у табели 1.2-Прилог 1.



Слика 1.8. Угао нагиба материјала у кретању

Угао нагиба материјала у стању кретања - (φ_k) стању транспорта. $\varphi_r = 0,50$, $\varphi_k = (0,35 \div 0,60) \varphi_m$

Угао нагиба у стању транспорта (φ_k)	+ Динамички удари	→ Рачунски угао нагиба материјала у стању транспорта (φ_r)
---	-------------------	--

У табели 1.2- Прилог 1, наводе се карактеристике материјала, односно средње вриједности битних величина, јер је немогуће дати реалне вриједности за све материјале, са свим њиховим детаљним карактеристикама које се могу употребити при прорачунима у границама дозвољене тачности. Усвојено је да се угао нагиба у стању мировања креће од минималне вредности, која је наведена, а која представља и максималну вриједност угла нагиба у стању кретања, до просјечне наведене вриједности за φ .

У табели 1.3- Прилог 1, наводе се величине битних елемената, одређене нашим стандардима, за неке најчешће транспортоване материјале. Из презентованих података уочљиве су велике разлике у вриједностима угла нагиба материјала.

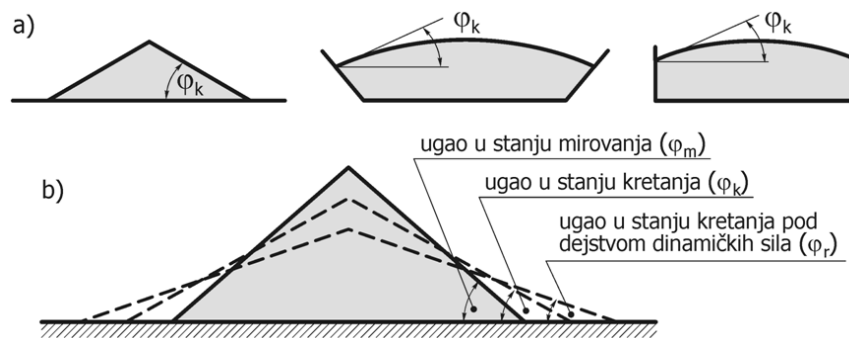
Зато је немогуће израђивати транспортна средства која би имала рационалне параметре за све врсте терета, па је неопходно материјале груписати у групе према величини угла природног нагиба у стању мировања, односно према величини рачунског угла нагиба при кретању φ_r . Узевши у обзир да се попречни профил терета деформише због низа узрока, у циљу типизације и рационализације читаве конструкције постројења, предлаже се класификација на три групе наведене у табели 1.4.-Прилог 1.

Пошто не постоје подаци из праксе о величини φ_k , морало се поћи од извора за φ . Треба нагласити да су наведени углови у табелама 1.2 и 1.4-Прилог 1 уопштени на основу низа литературних података и да представљају средње вриједности. Пре утврђивања дефинитивне величине (φ_r , све врсте терета сврстане су, такође, у три групе према **степену покретљивости** на: лако, средње и тешко-покретљиве материјале у зависности од величине φ .

Прву групу чине материјали код којих је $\varphi = 20 - 35^\circ$, динга група има $\varphi = 35 - 40^\circ$ и код треће групе $\varphi = 45 - 55^\circ$. Код материјала који имају већи интервал промена угла φ , на пример $30 - 50^\circ$, узета је средња вредност тј. 40° . На основу овог усвојен је однос $\varphi_r = (0,50 - 0,55) \varphi$, што се може сматрати реалним под условом да се веће вредности примењују за специјалне траке. При класификацији је вођено рачуна о облику и врсти материјала, као што се види из табеле 1.4-Прилог 1, и о најбитнијим критеријумима истакнутим на почетку овог поглавља.

Наведене вредности за φ_p означавају и максимални угао нагиба транспортера за ту групу материјала. При усвајању релативно ниских вредности за рачунски угао нагиба водило се рачуна о тенденцији сталног пораста брзине кретања транспортне траке, а самим тим и утицаја динамичких дејстава на понашање материјала, односно смањење његовог угла нагиба при кретању. Примјер конкретизације усвојене класификације за рачунске вриједности расутих терета даје се у табели 1.5.- Прилог 1.

У зависности од угла природног нагиба материјала у стању мировања је коефицијент унутрашњег трења материјала μ , тј трења између честица материјала, што се дефинише једнакошћу $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ за угао природног нагиба у стању мировања $\mu_k = \operatorname{tg} \varphi_k$ - за угао нагиба у кретању. За пројектовање транспортних средстава, маневарских уређаја и постројења неопходно је знати и величину спољашњег коефицијента трења ϕ између два различита материјала при кретању терета по челику, гуми, дрвету итд. јер он има велики значај за њихову конструкцију и функционалност. Коефицијент ϕ одређује максимални угао нагиба транспортера и минимални угао нагиб дна сандука камиона и вагона као и подлоге низ коју треба да клизи терет Овај коефицијент трења зависи од угла клизања терета ρ и одређује се по обрасцу $\phi = \operatorname{tg} \rho$. И овдје се разликују углови клизања и коефицијенти трења у миру и кретању, као код природног нагиба материјала. У табели 1.2-Прилог 1 наведене су величине коефицијента ϕ за неке материјале, а у таблицама 1.3, 1.4 и 1.5- Прилог 1 дати су максимални углови нагиба транспортера са траком за најчешће транспортоване материјале са њима.



Слика 1.9.: Угао нагиба материјала: а) у стању транспорта; б) односи углова

1.5.2.5. *Остале битне особине материјала код употребе транспортера*

Особина честица терета да хабају додирне површине транспортног средства назива се абразивношћу. Степен абразивности терета зависи од његове тврдоће, облика и величине честица терета. Нарочито су абразивни комади чврстих стена, руда, песка, шљунка итд. Абразивне честице терета, крећући се брзо хабају траку, па треба примјењивати мере које спрјечавају појачно и убрзано хабање траке и осталих дијелова постројења. По степену абразивности и њеном штетном дејству расути терети се дијеле на четири групе: А неабразивне, Б мало абразивне, Ц средње абразивне и Д високо абразивне (табела 1,2).

Са порастом абразивности, услед већег учешћа великих комада, пораста запреминске тежине, падања терета са веће висине, пораста брзине траке, повећава се код траке дебљина спољашње гумене облоге на носећем дијелу траке. Ради смањења удара и бољег чувања траке, израђују се ваљци код којих се остварује амортизација удара помоћу шупљих гумених прстенова.

Абразивност стијене је показатељ способности површинског слоја стијене да се активно опире разрушавању, тј. способности стијене да разрушава (затупљује) радне органе машина. Абразивност стијене је веома важан чинилац јер јако изражена абразивна својства имају стијене које садрже зрна врло тврдих минерала која су повезана мање чврстим везивом.

Најабразивнијим се сматрају кварцни пјешчари. Искуство показује да, у начелу, у шупљикавим и распуцалим стијенама абразивност расте. *Показатељ абразивности стијене* је коефицијент абразивности (1.5.):

$$k_{ast} = \frac{A_{rst}}{\Delta V_{dl}}, [J/kg] \tag{1.5.}$$

гдје је: k_{ast} – коефицијент абразивности стијене [J /kg],

- A_{rst} – укупни рад уложен у разрушавање стијене [J],
- ΔV_{dl} – губитак волумена оштрица длијета [kg].

Абразивност се дефинише као комбинација више физичких особина материјала, које омогућавају зрнима да хабају додирне површине са којима дођу у додир током транспорта.

На абразивност највише утичу:

- тврдоћа; - облик зрна;
- запреминска маса; - крупноћа зрна.

Абразивност се дефинише *индексом абразивности* који се добија као производ тежинских фактора за споменуте четири особине.

$$IA = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4$$

Према индексу абразивности материјали се класификују у четири категорије:

- неабразивни $IA < 2$; - мало абразивни $IA = 2 \div 17$
- средње абразивни ... $IA = 18 \div 67$ - високо абразивни $IA > 67$

Заштита осталих елемената постиже се правилном израдом средстава (са минималним трењем честица терета по радним елементима постројења) и избором материјала, или заштитних облога, и израдом сигурних заптивача за лежајеве и спојеве који не дозвољавају да агресивне честице падају на површину трења.

Љепљивост је особина неких материјала, на примјер угљене прашине и глине, да се лијепе уз додирну површину транспортних средстава и уређаја.

Да би се лијепљење материјала спријечило или svelo на минимум користе се чистачи на транспортерима са траком или се облажу носеће површине утоварно истоварних уређаја са специјалним материјалима за које се материјал не лијепи.

Најраспрострањенијом класификацијом, у погледу лепљивости, материјали се деле на: мало љепљиве, средње љепљиве и врло лепљиве материјале.

На смањење ефективности транспорта и осталих маневрисања утиче смрзавање, које настаје код влажних терета (глина, земља, пијесак, руда, угљ), збијеност, која се повећава са порастом влаге, притиска и дужином задржавања, затим влажност, моћ апсорпције влаге из ваздуха, агресивност итд.

Под **влажношћу** се подразумева количина хемијски неvezане воде која образује водене опнице око честица материјала или испуњава међупросторе између њих. Процент влаге одређује се из односа количине воде која се испари при температури 105°C и масе сушеног терета, по обрасцу (1.6.):

$$P_v = \frac{G_v - G_s}{G_v} \tag{1.6.}$$

гдје је:

- P_v – Процент влаге
- G_v – Тежина узорка прије сушења
- G_s – Тежина узорка после сушења

Влажност материјала утиче на:

- повећање љепљивости,
- појаву корозије,
- могућност смрзавања материјала у зимским условима

За сва транспортна средства врло су важне и следеће особине: тврдоћа, густина, нарочито за прорачун хидрауличких и пнеуматских уређаја, и корозиона способност терета - која може проузроковати интензивну корозију металних дијелова, па је нужна примјена специјалних материјала или омотача (на примјер од пластичне масе и сл.).

Овдје ћемо поменути још слијегање материјала, тј особину неких материјала (глина, цемент, соли, креч итд.) да губе покретљивост својих честица при дужем ускладиштењу у бункерима - нарочито са порастом влажности и притиска на терет. Ради спрјечавања слегања, у бункерима се примјењују специјални растресачи: механички, пнеуматски или вибрациони.

Покретљивост - Покретљивост је особина растреситих материјала код којих долази до индивидуалног кретања зрна, или групе зрна, у току транспорта.

Степен покретљивости је у функцији постојања унутрашњих сила трења и међусобне повезаности зрна. Битне карактеристике које утичу на покретљивост су:

- величина и облик зрна,
- влажност,
- гранулометријски састав,
- тврдоћа и
- кохезија

Покретљивост је веома важан показатељ дозвољеног нагиба транспортера са траком. Покретљивост појединих врста материјала односно углови у стању мировања и кретања су дати у табели 1.6.-Прилог 1.

Хемијски и минерални састав - се посредно исказују кроз густину минералне сировине.

Познавање хемијског и минералног састава посебно је значајно при:

- учешћу минералних компоненената које утичу на абразију (нпр. SiO_2),
- учешћу киселих и алкалних материја које могу хемијски разарати металне површине
- учешћу штетне прашине која се генерише на претоварним и утоварним мјестима
- учешћу материја склоних апсорбовања влаге из ваздуха.

Остале карактеристике - Поред наведених још неке квалитативне особине могу у одређеним фазама могу у значајној мјери утицати на избор материјала и конструкцију транспортних средстава. Овдје посебно треба издвојити

- запаљивост,
- експлозивност,
- корозивност,
- хигроскопност итд

1.5.3. Основне карактеристике минералних сировина при употреби хидрауличког транспорта

Три фазе течна, чврста и гасовита се сусрећу у хидрауличком транспорту минералних сировина. О осталим фазама, компонентама хидромјешавине се говори у каснијим поглављима књиге а овдје се приакзују основне карактеристике чврсте фазе коју представља минерална сировина (руда, концентрат) или јаловина, због које се транспорт и организује. Свака од фаза је дефинисана одређеним параметрима који условљавају избор шеме транспорта, транспортног уређаја, његове величине, типа и сл.

Сваку минералну сировину треба дефинисати квантитативно и квалитативно. **Квантитативно дефинисање** подразумева одређивање номиналне, максималне и минималне количине минералне сировине коју треба транспортовати. **Квалитативно дефинисање** подразумева одређивање физичко-механичких и хемијско-минералних карактеристика. С аспекта хидрауличног транспорта неопходно је познавање гранулометријског састава, густине, хемијског и минералног састава (корозивности, абразивности и сл).

1.5.3.1. *Квантитативно дефинисање минералне сировине*

Количина се, по правилу, дефинише шемом кретања маса коју ради пројектант технолошког процеса припреме одређене минералне сировине. Уколико се хидраулички транспорт прорачунава ван осталих радова на постројењу за ПМС количину минералне сировине задаје инвеститор, односно наручилац прорачуна или анализе. За хидраулички прорачун битно је познавати номиналну, максималну и минималну количину минералне сировине

Номинална количина представља количину коју треба транспортовати при просечном раду неког постројења. При раду са номиналном количином минералне сировине и при пројектованом временском коришћењу постројења остварује се пројектовани годишњи капацитет рудника, Већ из дефиниције је јасно да ће постројење при исказивању у краћим временским периодима (t/h, t/min, t/s) најрјеђе радити са номиналном количином. У пракси, добро пројектована постројења најчешће раде са количином која је приближно једнака номиналној.

Максимална количина је највећа количина коју пројектовано или изведено постројење може да преради. Како се тежи максималном искориштењу уграђене опреме то је повећање обима прераде најчешће везано за промене карактеристика минералне сировине (нпр. тврдоће, крупноће и сл). Максималну количину минералне сировине задаје пројектант технолошког процеса или инвеститор. У односу на номинално постављени капацитет повећање је обично око 10%, рјеђе до 20%.

Минимална количина је најмања количина минералне сировине која ће се прерађивати при наиласку екстремно тврде руде или при наиласку максимално заглињене руде, односно она најмања количина минералне сировине при којој се исплати рад постројења. И ову количину задаје пројектант постројења за ПМС или инвеститор, У односу на номиналну количину минимална је, обично, мања за 20-30 %. Уколико се деси да је позната количина хидромјешавине, њена густина и масена концентрација чврстих честица могуће је израчунати количину минералне сировине по следећем обрасцу (1.7.):

$$Q = P \frac{\gamma_p}{\gamma_o} \cdot \frac{C_m}{100} \quad (1.7.)$$

1.5.3.2. *Гранулометријски састав минералне сировине код хидрауличног транспорта*

Једна од основних карактеристика минералне сировине која се транспортује јесте њен гранулометријски састав. Гранулометријски састав се одређује уобичајеним методама, као што је то већ и приказано у потпоглављу 1.4.2.2., односно просијавањем (за зрна крупнија од 0,037 mm, по неким ауторима од 0,074 mm) и седиментацијом и елутријацијом (за зрна ситнија од 0,037 mm). Карактеристичност за овај вид транспорта је много ситнији материјал који чини чврсту фазу хидромјешавине.

Међутим, напријед описани метод одређивања гранулометријског састава би у прорачунима хидрауличног транспорта веома искомпликовао процедуру па је проблем разријешен коришћењем средњег пречника зрна. Означава се са d_{sr} или d_{50} . По дефиницији представља величину отвора сита на којем би 50% зрна остало на мрежи, а 50% би прошло кроз отворе на тој мрежи.

Упркос оваквом договору практични проблем је проистекао из могућности различитог прорачунавања средњег пречника зрна.

У литератури се може наћи 13 начина прорачуна средњег пречника зрна (аритметички, геометријски, по Laschinger-у, Mellor-у, Von Reytt-у и др.). У хидрауличкој пракси, међутим, аутори који раде у западним земљама средњи пречник зрна одређују из графичких приказа гранулометријског састава, а аутори који раде на истоку, посебно у земљама бившег Совјетског Савеза, аритметичким прорачуном. Графички је средњи пречник зрна одређен на пресецишту криве одсјева и криве просјева, слика 1.5.. Међутим, и ту има изузетака, као што је нпр. одређивање средњег пречника зрна по Durand-у. Он је средњи пречник зрна дефинисао као величину отвора сита која на кривој просјева даје 30-40% масе анализираниог узорка.

Аритметички се средњи пречник зрна одређује по обрасцу (1.8.):

$$d_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{d_i + d_{i+1}}{2} M_i}{\sum_{i=1}^n M_i} \quad (1.8.)$$

У примјеру наведеном у табели 3.1. и на слици 3.1. средњи пречник зрна износи:

- геометријски: $d_{sr} = 0,066 \text{ mm}$
- аритметички: $d_{sr} = 0,078 \text{ mm}$
- по Дуранду: $d_{sr} = 0,040 \text{ mm}$.

Из наведеног примера се јасно може сагледати колико тумачење само једног параметера, као што је гранулометријски састав, може дати различите резултате. Због тога је неопходно досљедно придржавање начина одређивања средњег пречника зрна који је прописао аутор поједине методе прорачуна.

1.5.3.3. Густина минералне сировине код хидрауличког транспорта

Густина (стари назив: специфична тежина) је параметар који показује колика је маса јединице запремине без слободног простора и пора између појединих зрна. Дакле, густина је зависна од минералне и хемијске грађе минералне сировине. Одређује се различитим врстама пикнометара. Обично се обилежава са γ и изражава се у kg/m^3 (у SI систему)., У пракси се често сусреће и изражавање густине у t/m^3 . Овај параметар се често користи као параметар који нумерички представља грађу минералне сировине. Густина неких минералних сировина приказана је у табели 1.7-Прилог 1.

1.5.3.4. Хемијски и минерални састав минералне сировине

Хемијски и минерални састав су параметри који се нумерички, посредно, исказују кроз густину минералне сировине. Међутим, независно од тога при анализи сваког транспортног система неопходно је детаљно познавање ових параметара, посебно код хидрауличког транспорта јер се праћењем учешћа минералних компонената које утичу на абразију опреме (најчешће: SiO_2 , кваре), инкрустацију цјевовода (најчешће: CaO , креч) и формирање суспензије (најчешће: Al_2O_3 , глине) може утицати на трајност, издржљивост и поузданост оваквог транспортног постојења. По правилу, глине растварањем у води побољшавају транспортне услове, а постојане минералне сировине, као што је кваре погоршавају транспортне услове. Улога CaO је двојака. Као регулатор рН вриједности побољшава услове транспорта (услови транспорта су повољнији у базној средини), а као извор инкрустације те услове погоршава.

Познавањем хемијског и минералног састава може се сагледати учешће растворних соли које могу да измјене особине течне фазе, а самим тим и да промјене услове транспорта. По правилу, хидраулички се транспортују минералне сировине сачињене од нерастворних или слабо растворних соли. Хемијски састав неких минералних сировина приказан је у табели 1.8.-Прилог 1.

1.6. КАПАЦИТЕТ ТРАНСПОРТА

Под **капацитетом транспортних средстава** (уређаја, комплекса, машина) подразумева се количина терета превезена у јединици времена (t/h или m^3/h) на одређено **растојање**. Постоје три појма: **теоретски, технички и експлоатациони капацитет**

Теоретски или проспектни (дат у проспекту транспортног средства) капацитет је капацитет који би се достигао при сталном раду средства са пуним оптерећењем..

Технички капацитет одређен је са обухватањем неизбежних прекида рада транспортних средстава из техничких разлога, на примар: због периодичног премјештања утоварних, транспортних и претоварних средстава у зависности од напредовања откопавања, због планираних ремонта машина и си.

Експлоатациони **капацитет** одређује се уз обухватање већ наведених прекида као и организационих и технолошких застоја због примопредаје средстава, прегледа, подмазивања, сметњи на транспортним путевима, кварова на механизацији итд. Главни параметар транспортних средстава прорачунавају се према теоретском капацитету. Зато се он често назива и рачунски капацитет Код техничког, а нарочито експлоатационог капацитета, оптерећење транспортних средстава зависи од степена њихове попуњености који је најмањи код експлоатационог учинка.

Капацитет копа за тражени временски интервал може да се изражава количински за корисну минералну сировину Q у тонама и откривку и јаловину V у m^3 .

Прорачунски часовни капацитет одређује се на сљедећи начин. Број радних дана у години износи (1.9.):

$$d_r = 365 - (d_{ki} + d_p + d_{rem}) \quad (1.9.)$$

Гдје су: d_{ki} , d_p и d_{rem} - број нерадних дана због климатских услова, празника и технолошких застоја – ремонта, кварова.

При трајању смјене $t_{cm}(x)$ вријеме рада транспорта у смјени износи (1.10.):

$$t_e = t_{sm} - (t_{pp} + t_{nz} + t_{or}), h \quad (1.10.)$$

гдје су:

- t_{pp} - вријеме примопредаје средстава,
- t_{nz} - вријеме непредвиђених застоја услед кварова,
- t_{or} - опште регулисани временски, организациони и технолошки губици

Ако број радних смјена у 24 h означимо са N_{sm} - број ефективних радних часова у години износи (1.11.):

$$T_e = t_e \cdot N_{sm} \cdot d_r \quad (1.11.)$$

а рачунски часовни капацитет (1.12.):

$$V_h = \frac{V_g K_n}{T_e}, m^3/h; \quad Q_h = \frac{Q_g K_n}{T_e}, t/h, \quad (1.12.)$$

где је; K_o - **коэффициент неравномјерности производње** који се креће од 1,15 -и- 1,20 и зависи од степена уходаности производног процеса, стања радних средстава, расположиве радне снаге, степена припремљености лежишта, перспективног развитка радова, услова рада итд.

1.7. ПОУЗДАНОСТ РАДА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМА

1.7.1. Врсте шема и прорачун поузданости

Стабилност процеса транспорта у површинским коповима не зависи само од поузданости транспортних средстава већ и од сигурности и поузданости рада свих машина у сложеном технолошком процесу. Зато је неопходно, с аспекта поузданости, заједнички разматрати рад целокупне рудничке механизације у саставу транспортног система и оцјенити поузданост цјелокупног машинског комплекса

Под поузданошћу система подразумијева се способност машинског комплекса да у одређеним експлоатационим условима реализује планиране радове уз одржавање радних показатеља у предвиђеним границама. Једноставност одређивања и степен обухватања утицајних фактора, који утичу на квалитет рада система, омогућавају широко коришћење поузданости код принципијелно различитих транспортних система који имају различите транспортне шеме, са више подсистема и машина

Тијесна повезаност транспорта са осталим технолошким процесима има велики значај. Престанак рада једног уређаја у систему изазива поремећај у цјелокупном технолошком процесу. Зато транспортни систем треба да буде што више безотказан, издржљив, подобан и сигуран у експлоатацији и способан за рад у режиму аутоматизације

Транспортни систем се састоји из више **међузависних подсистема** снабђених са разним транспортним уређајима који су сложени механизми. Искључење из погона било ког уређаја при континуалном транспорту изазива често застој цијелог система, ако се он налази на магистралном правцу, или једног дела система - ван магистралне трасе и код цикличног транспорта ти застоји имају различит значај у зависности од намјене, мјеста њиховог настајања, али су њихове посљедице знатно мање у односу на посљедице код континуалног процеса експлоатације. У тој мјери принципијелна разлика при рјешавању проблема поузданости континуалног транспорта и појединих машина цикличне технологије Ради што мањих економских губитака, од транспортних система се захтјева велики степен поузданости да би обавијали своје функције са минималним губицима за одржавање и ремонт у планираном временском периоду. Ово се постиже квалитетном изградом и одржавањем машина

Степен поузданости је више економски него технички проблем. Зато је при одређивању поузданости увијек потребно урадити економску анализу у циљу утврђивања шта је боље: јефтинија и слабија постројења са више резервних дијелова или скупља и квалитетнија са мање резервних дијелова. Као критеријуми оптималности, при **прорачуну степена поузданости**, могу бити:

- максимални обим откопавања,
- максимална продуктивност и
- минимални трошкови транспорта или целокупног технолошког процеса.

Поузданост транспортних система прорачунава се у двије фазе. У првој фази изучава се рад система, његова структура: број подсистема, број машина у подсистему, везе између подсистема и машина, веза између машина у разним подсистемима, типови и количине резервних уређаја за ускладиштење итд. Утврђује се принципијелна зависност узајамног дејства машина у систему, самим тим и у транспортној шеми, изучавају се могући фактори који могу проузроковати застоје појединих машина у систему и цијелог система. Затим се дефинишу неопходни услови за испуњење предвиђеног обима радова

У другој етапи израђује се математички модел и оцењује поузданост машинског комплекса процеса експлоатације и транспортне шеме. У општим принципијелним поставкама метод прорачуна поузданости обухвата:

- одређивање броја и типа машина у свим подсистемима,
- утврђивање зависности машина у систему,

- одређивање коефицијента спремности за рад појединих машина у систему,
- одређивање степена поузданости транспортног система на основу претходних података.

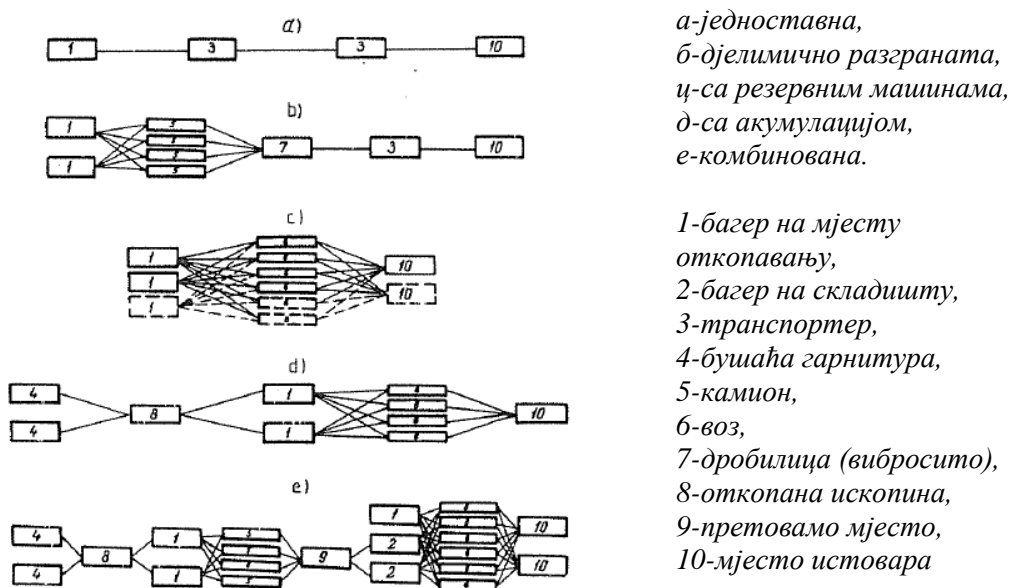
Претходни проблеми решавају се у зависности од рударско-техничких и економских показатеља. При томе може се разматрати више варијанти, са битно различитим шемама и системима, које се разликују према степену поузданости.

Степен поузданости прорачунава се помоћу компјутера. При изради модела поузданости треба повести рачуна о следечим специфичностима система:

- поузданост система зависи од експлоатационе поузданости машина и њихове међузависности;
- експлоатациона поузданост машина, која се изражава коефицијентом спремности за рад, је статичка величина чија се реална вијредност одређује само приближно.

Због тога се у модел поузданости уносе неки неодређени елементи и он постаје вјероватним а не стварним. Зато се при утврђивању степена поузданости користи математичка статистика и теорија вјероватноће. Општи редослијед састављања модела поузданости условљен је међузависношћу машина у систему која може имати различите варијанте. Најчешће је свака од следећих варијанти променљива за одређену транспортну шему:

1. Једноставна варијанта у којој су транспортери или цијеви, узастопно повезани, сл 1.4 а.
2. Дјелимично разгранала варијанта система, која се примјењује при експлоатацији чврстих стијена и руда, уз обухватање низа откопно-утоварних и транспортних машина. Најчешће се примјењује код комбинације транспорта транспортерима и камионима и, при обухватању постројења за дробљење и просијавање, сл .1 4, б.
3. Варијанта са резервом је варијанта која обухвата и резерву одређеног броја машина у сваком делу технолошког процеса. Најчешће се примењује код камионског и железничког транспорта, при паралелном или комбинованом транспорту (у случају непосредног претовара терета из дампера у вагоне), си. 1.4, ц
4. Варијанта са акумулацијом обухвата и уређаје за акумулацију као посебан облик међузависности између појединих технолошких процеса. Најчешће се примењује код комбинованог транспорта, а често и при самосталном раду појединих транспортних средстава. Акумулација се ствара код екскаватора, на унутрашњим складиштима за откривку и руду, код бункера, си. 1.10, д .
5. Комбиноване варијанте су комбинација наведених варијанти



Слика 1.10. Варијанте међузависности рударских машинских комплекса

У сложеним варијантама често се, упоредо са неколико откопно-утоварних машина и више истоварно-пријемних пунктова, користе два или три начина транспорта, на примјер комбинација транспорта камионима - транспортерима - возовима, сл. 1.4, е. За једноставну транспортну шему карактеристично је да застој било којег транспортера - искључује цио систем из радне активности..

Код сложених Шема транспортних система модули поузданости врло су сложени те се овдје неће ни наводити.

Помоћу модела поузданости могу бити рјешени сљедећи задаци:

- оцјена и компарација поузданости различитих транспортних шема, на основу којих
- се бира транспортна варијанта која има највећи степен поузданости;
- утврђивање утицаја поузданости појединих машина, при различитој њиховој међузависности, на поузданост транспорта и цијелог технолошког процеса.

На основу таквих истраживања може се оцјенити сврсисходност предузимања различитих мјера, за повећање поузданости и одређивање њихове оптималне поузданости, као што су:

- повећање броја машина у различитим подсистемима и одређивање њиховог оптималног броја,
- изучавање утицаја запремине објеката за ускладиштење на поузданост транспортне шеме и цијелог систем као и одређивање њихове оптималне запремине

Сагледавање степена поузданости система и све промене у радним условима, омогућава да се реалније сагледа радна способност система. Опет степен поузданости вриједи за одређене/разматране радарско-техничке услове за које знамо математичко-статистичке податке и податке обухваћене у конкретном моделу.

1.7.2. Критеријуми поузданости

Поузданост система карактерише се низом бројчаних величина: Главна пажња поклања се оним параметрима који се могу прорачунати у фази пројектовања, могу бити измерени при испитивању у експлоатацији, а који најпотпуније дефинишу транспортни систем с аспекта његових могућности.

Најхитнији показатељи су:

- трајање рада без застоја,
- средње вријеме трајања оправки,
- вјероватноћа трајања рада без застоја у усвојеном оперативном времену,
- коефицијент радне спремности.

Трајање безотказног рада представља средње трајање тада транспортног средства између два узастопна квара. Та величина износи (1.12.):

$$\bar{t}_r = \sum_{i=1}^n t_{ri} : n \quad (1.12.)$$

Гдје је:

- t_{ri} - временски интервал између узастопних застоја,
- n - број застоја за време испитивања или контроле.

Средње вријеме трајања оправки одређује се на основу статистичких података по обрасцу (1.13.):

$$\bar{t}_o = \sum_{i=1}^n t_{oi} : n \quad (1.13.)$$

Гдје је:

- t_{oi} - вријеме које је протекло на откривању и отклањању и - тог застоја.
- Вјероватноћа трајања рада без застоја t_p за усвојено оперативно вријеме треба да испуњава услов вјероватноће догађаја (1.14.):

$$t_r > t \quad (1.14.)$$

Коефицијент радне спремности K_{rs} је основни комплексни показатељ који дефтинише вероватноћу радне способности машине у било којем временском интервалу планиране техничке активности (1.15.):

$$K_{rs} = \frac{\bar{t}_r}{\bar{t}_r + \bar{t}_z} = \sum_{i=1}^n t_{ri} : \left(\sum_{i=1}^n t_{ri} + \sum_{i=1}^n t_{oi} \right) \quad (1.15.)$$

Поред наведених показатеља поузданости, често се користе познатији и уопштенији показатељи: коефицијент временског искоришћења, коефицијент временског искориштења машина, средње вријеме застоја, вјероватноћа непрекидног рада.

Коефицијент временског искоришћења система дат је изразом (1.16.):

$$K_{vis} = \left(\sum_{i=1}^n t_{ni} + \sum_{i=1}^n t_{nj} \right) : t_u \quad (1.16.)$$

гдје: t_{nj} - трајање и-тог периода непрекидног рада система;

- t_{nj} - трајање j-тог периода непрекидног условљеног рада, које одговара трајању j-тог застоја система услед међузависности технолошких подсистема; t_u - сумарно вријеме рада система;
- k - број периода условног непрекидног рада, једнак броју застоја услед међузависности подсистема

Коефицијент временског искоришћења машина даје однос између средњег времена рада машина, или система, у неком периоду t_{ni} , и укупног трајања тог периода t^{\wedge} , уз обухватање свих застоја услед међузависности делова система (1.17.):

$$K_{mis} = \sum_{i=1}^n t_{ni} : t_a \quad (1.17.)$$

Коефицијенти: спремности за рад, временског искоришћења и коефицијент машинског временског искоришћења система омогућавају да се оцијени степен механичке ефективности система и његовог временског коришћења

За егзактно утврђивање поузданости веома је битно утврдити застоје. Они се могу сматрати познатим ако су познати узроци који их условљавају, њихов почетак и крај,. Застоји обухватају вријеме од момента прекида редовног рада до момента почетка слједећег радног периода.. Он обухвата вријеме отклањања застоја система, технолошке застоје, вријеме провјере стања система и његовог правилног рада.. Према томе застоји се манифестују као случајни и организовани, односно регулисани процеси. Рјешавање проблема застоја и њиховог отклањања је од ванредне важности јер се системи састоје из више подсистема и машина који имају свој интензитет застоја.

Анализа тока застоја транспортних система, као и тока њихових отказа, показује могућност њихових поједностављења као што следи. Густина расподеле застоја и вјероватноћа непрекидног рада одређује се по слједећим обрасцима (1.17.) (1.18):

$$f(t) = \lambda_0 e^{-\lambda t} \quad (1.17.)$$

$$P_{nr}(t) = e^{-\lambda t} \quad (1.18.)$$

а густина расподјеле дужих застоја (1.19):

$$f(t_2) = \mu e^{-\mu t_2} \quad (1.19.)$$

Гдје је:

- t_2 - промјењљива величина времена застоја;
- $\bar{\lambda} = n: \sum_{i=1}^n t_{ri}$ - параметар тока застоја;
- $\bar{\mu} = n: \sum_{i=1}^n t_{oi}$ - параметар тока оспособљавања за поновни рад.

Губици времена, везани за застоје транспортног система, условијени су и застојима због кварова на споредним транспортним подсистемима који се надовезују на главни транспортни систем.

Вријеме застоја откопно-транспортних машина обухвата потребно вријеме за следеће операције:

- отклањање технолошких застоја условљених конструкцијом машина;
- одстрањивање застоја услед дотрајалости дијелова машина;
- санирање застоја услед ломова дијелова машина;
- отклањање застоја насталих као последица нестручног руковања са машинама;
- одстрањивање застоја услед обрушавања косина етажа или траса путева итд

Оптимална поузданост система омогућава испуњавање његове функције по минималној цени, уз обухватање трошкова за повећање поузданости и добити постигнуте са већим степеном поузданости. Повећање поузданости постиже се или примјеном резервног транспортног система или његових подсистема. При рјешавању овог проблема треба ријешити ове задатке:

- одредити такав степен поузданости система који ће омогућити транспорт предвиђене количине терета, за планирано вријеме, уз минималне трошкове и
- повећати степен поузданости система до тражених вриједности уз минимално могуће трошкове.

Тражење задовољавајућег степена поузданости, примјеном резервног транспортног система, економски је оправдано само за веома велики обим производње. Зато се овдје избор система, према критеријуму поузданости, заснива на избору система који ће нормално функционисати, са задовољавајућим вриједностима овдје разматраних критеријума - полазећи од практично установљених њихових величина на нашим површинским коповима.

I ТРАКАСТИ ТРАНСПОРТЕРИ

УВОД

Интенција развоја и унапријеђења савременог рударства јесте увођење континуалног процеса експлоатације на свим рудницима на којима се оптимално може остварити примјена транспортера са траком. Транспортери са тракама се већ дуго примјењују али су увијек предмет теоријских, практичних и лабораторијских истраживања у смислу усавршавања рада, израде и унапријеђења отпорности, квалитета и поузданости у раду.

Транспорт тракастим транспортерима омогућује потпуно механизовану и аутоматизовану експлоатацију свих врста чврстих минералних сировина и постизање високе продуктивности и економичности рада. Ако се овоме дода сигурност примјене, једноставност организације рада, врло висок транспортни ефекат, поузданост и ефикасна заштита животне средине, онда је јасан разлог њихове широке употребе и одређене предности које имају у односу на остале видове и технологије транспорта.

Последње двије деценије двадестог вијека и прве двије деценије овог, израда транспортера са тракама је уасавршена, а употреба је значајно проширена. Посебно су значајна достигнућа у технологији израде транспортних трака од знатно квалитетнијих, до сада употребљаваних, и нарочито нових материјала. Врло значајни резултати постигнути су у изналажењу рјешења заштите животне и радне средине.

Расположиве методе прорачуна параметара ефективности рада транспортера, отпора кретању траке и теорије вуче имају одржане предности и недостатке али у овом уџбенику се настојало дати основни приказ логике и процедура прорачуна од основних елемената па све до одређивања конструкционих параметара овог вида постројења за транспорт. Приступом проблемима прорачуна у смислу прилагођавања специфичним условима појединих рудника и услова експлоатације, као и избора рационалних склопова постројења у функцији свих релевантних фактора, у уџбенику су дати основни кораци процедура прорачуна и објашњења шта је појединим прорачунима потребно добити као резултат у току пројектовања истих.

У овој књизи се наводе начини рјешавања свих питања и проблема у смислу добијања реалистичних, лако провјерљивих резултата, који се могу током рада постројења пратити и по потреби кориговати.

Технолошке иновације, новитети и захтјеви савременог рударства у смислу обезбјеђивања што бољих техно-економских услова експлоатације и обезбјеђивања безбједоносних, сигурносних и организационих аспеката производње захтјевају стално осмтарање анализу и унапријеђење услова транспорта на рудницима, а познавање основа свакако осигурава услове за обављање наведених инжењерских послова.

Уџбеник је намијењен редовним студентима рударства, инжењерима који раде у рударству на пословима техничког руковођења и проблематиком пројектовања и конструисања тракастих транспортера, али и онима који се баве научно-истраживачким радом из области рудничког транспорта и студентима постдипломцима.

2. УСЛОВИ ПРИМЈЕНЕ И КЛАСИФИКАЦИЈА ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКАМА

2.1. УСЛОВИ ПРИМЈЕНЕ

Специфичности појединих лежишта минералних сировина, као што су разни облици и форме рудних тијела, дубине залијегања, различите количине и квалитет резерви, диспозиције и хомогеност лежишта у смислу квалитета, веома различите особине корисне супстанце и пратећих стијена, представљају факторе, који поред других, значајно утичу на економичност и рентабилност рударске експлоатације и избор рационалног транспортног система.

Са порастом дубине експлоатације, обима и броја припремних и откопних радилишта, даљи пораст производње и снижење цијене коштања се може остварити примјеном комплексне механизације и аутоматизације главних и помоћних радних процеса уз примјену високо ефективних начина откопавања и транспорта.

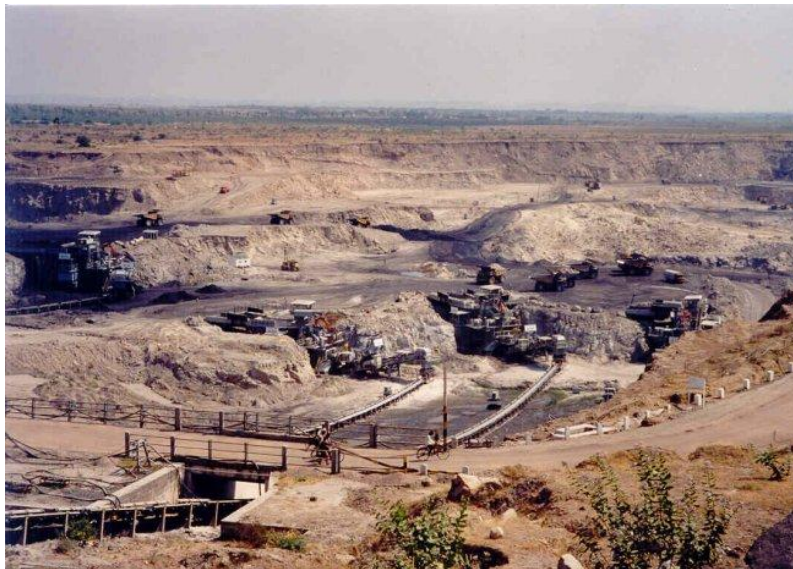
Примарни значај у том захвату има употреба врло ефективних транспортних система са одговарајућим средствима утовара. Најраспрострањеније транспортно средство континуалног типа данас је транспортер са траком, који врши транспорт растреситих, мекших стијена откривке и угља откопаних континуалним откопно-утоварним машинама (роторним багерима или ведричарима), као и чврстих стијена и руда које се претходно уситњавају-припремају за утовар.



Слика 2.1. Континуални систем транспорта

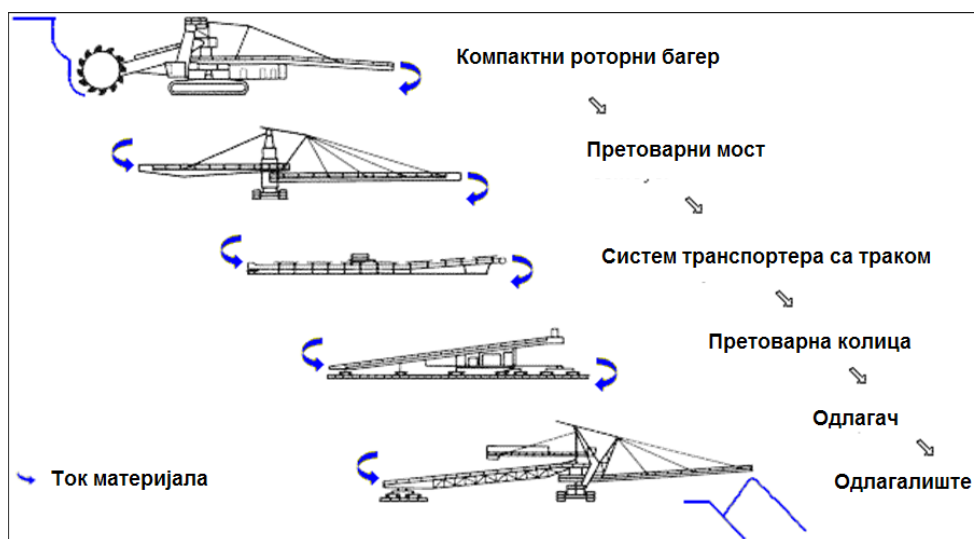
Поред тога савремено рударство са суочава са потребама искоришћавања и експлоатације лежишта са сиромашнијим квалитетом минералних сировина, гдје се само уз употребу адекватних рационалних транспортних средстава која омогућавају врло високу производњу и максимално коришћење производних капацитета и високу продуктивност машина и запослених. Увођење висококапацитивне континуалне технологије при откопавању чврстих стијена, нарочито сиромашних руда у великим количинама, главни циљ савременог рударства јесте проналажења технолошких рјешења транспорта при којима се трошкови рада по јединици добијене масе материјала смањују.

На лежиштима чврстих стијенских материјала се унапреијеђењем услова и ефеката бушачко-минерских радова, употреба полумобилних или мобилних дробилица, продуктивно ефектнијих багера и транспортних средстава дају могућност употребе континуалне технологије и система на много већем броју рудника и у неповољнијим радним срединама са аспекта физичко-механичких карактеристика стијена.



Слика 2.2.: Комбиновани систем експлоатације са употребом тракастих транспортера после уситњавања материјала на дробиличним постројењима

Тракасти транспортери непрекидно транспортују терет на одређено растојање. Растресите терете утоварују багери као откопно-утоварне машине (углавном континуалне технологије рада), додавачи, самоходне претоварне траке, омогућавају континуалан ток материјала све до мјеста истовара или одлагања. Транспортери се највише примјењују за транспорт растреситих, мекших стијена откритке (запреминске масе од 1,5 до 1,8 t/m³) угља, односно материјала који се откопавају и утоварају са континуалним машинама (роторним багерима, слика 2.1, и 2.3. и багерима ведричарима), као и чврстих стијена и руда које се претходно уситњавају, слика 2.2..



Слика 2.3. Континуални систем експлоатације и транспорта (БТО систем)

2.1.1. Утицај особина материјала на избор транспортера са тракама

Ограничавајући фактори за масовнију примјену тракастих транспортера су: **љепљивост** влажних материјала (влажне глине, угљена прашина и сл) због отежаног чишћења трака те чврстоћа материјала што узрокује **потребу претходног уситњавања** крупних абразивних комада чврстих стијена и руда који усљед ударног и абразивног дејства знатно скраћују радни вијек тракама и ваљцима. У тим условима се примјењују дробилнице за уситњавање крупних абразивних комада велике чврстоће, који врло брзо хабају облогу траке и пробијају је. На утоварним, претоварним и истоварним мјестима постављају се разни додавачи, клизници, бункери, који равномјерно утоварају материјал на траку са минималне висине. На овај начин знатно се ублажавају динамички удари,

интензитет хабања и пробијање, односно продужава радни вијек траке. Разрађују се и специјални транспортери који могу прихватити гранулацију без примарног дробљења.

Због тога се ради што прецизнија и детаљнија анализа и карактеризација материјала који ће се транспортовати, при чему се дефинишу следеће карактеристике:

- Насипна запреминска маса материјала,
- Угао нагиба материјала у стању кретања,
- Покретљивост материјала (угао материјала у стању кретања и мировања),
- Абразивност (која утиче на смањење вијека траке),
- Крупноћа материјала,
- Љепљивост материјала.

Транспорт тешких крупнокомадастих материјала захтјева већу тежину металне конструкције и високу цијену постројења због употребе врло чврсте и скупе траке. Уз то, због великих отпора кретању треба и знатно већа потрошња енергије, па све то чини овај облик транспорта врло скупим.

Примјена машина за уситњавање и дозирање условљава повећање инвестиционих улагања која треба да се компензирају примјеном јефтинијих транспортера и порастом продуктивности. Код чврстих и тешких материјала избор транспортних средстава и одређивање њихове ефикасности и радног вијека условљава знатно већа инвестициона улагања за набавку додатних машина да би се омогућила примјена комбинованих или континуалних транспортних система.

Све три основне технолошке фазе експлоатације - утовар, транспорт и истовар са одлагањем веома су зависне од особина материјала који се откопава, а нарочито од његове **тежине, крупноће и абразивности**. Наведене особине су најбитније за избор транспортног средства, односно начина транспорта - поготову кад се све три истовремено манифестују у својим максималним величинама. Поменуте **физичко-механичке карактеристике материјала**, заједно са начином и висином утовара, диктирају у одређеним случајевима примјену врло чврстих и робусних средстава дисконтинуалног/цикличног режима рада (камиона и вагона) али и условљавају и ограничавају употребу средстава континуалног режима рада (тракастих транспортера, хидрауличног или пнеуматског транспорта).

Величина комада код дампера и вагона нема никаквог утицаја на њихово кретање - док код транспортера са траком, код врло абразивних стијена и руда, спријечава њихову примјену због пробијања траке и њеног интензивног хабања. Величина комада одређује: ширину транспортне траке, пречник цјевовода, димензије шипки на бункерима, тип додача и утоварног уређаја итд.

Насипна запреминска маса одређује: подужно оптерећење средстава непрекидног дејства, затезну силу у транспортној траци, конструкционе карактеристике уређаја за утовар и претовар, радне показатеље транспорта, притисак на зидове бункера, утоварног лијевка и др. Најзначајнији технички параметри транспортера са траком: *ширина, брзина, нагиб, димензије и маса ваљака и бубњева, снага електромотора, потрошња енергије* итд. највише зависе од насипне запреминске масе и гранулације.

Насипна запреминска маса и крупноћа одређују: *растојање између ваљака на оптерећеној и повратној страни, пречнике ваљака и њихову конструкцију, носећу конструкцију, конструкцију погонске и затезне станице, конструкцију и примјену уређаја за утовар, претовар и истовар* итд. Све наведено утиче да се примјењују тежи транспортери за 20 - 30% у односу на транспортере који одговарају претходној групи материјала за мању масу и крупноћу (умјесто примјене транспортера за тешке - примјењују се транспортери за врло тешке материјале).

Величина комада ископине и њихова маса су ограничавајући фактори шире примјене континуалног транспорта. Најтежи проблем, са аспекта економичности је, рјешавање проблема утовара материјала на транспортер Посљедице ових двију особина испољавају се на три начина:

- великим динамичким ударима;
- интензивним хабањем и пробијањем траке и
- великим прираштајем отпора кретању траке, односно великим прираштајем трења.

Проблем транспорта крупнокомадастих откопаних материјала у великим количинама рјешава се на више начина:

- селекцијом крупних комада помоћу решетки и њихов превоз камионима,
- примјеном различитих врста додавача материјала на транспортер,
- њиховим уситњавањем помоћу различитих типова дробилица које могу бити стационарне, полустационарне и покретне (самоходне).

Стационарне и полумобилне и мобилне дробилице омогућују комбинацију дисконтинуалног и континуалног транспорта по шеми:

Веома велики значај **дробилица, које се постављају унутар површинског копа (рудника)** је у омогућавању континуалног транспорта при дисконтинуалном/цикличном откопавању и утовару а најупотребљаваније шеме су:

- БКДТО - багер– камион – дробилица – транспортери- одлагач – слика 2.4.,
- БКДТ - багер– камион – дробилица – транспортери – слика 2.5.,

Као багер, односно откопно-утоварна машина се употребљавају багери кашикари, багери дреглајни, утоваривачи или др цикличне машине.

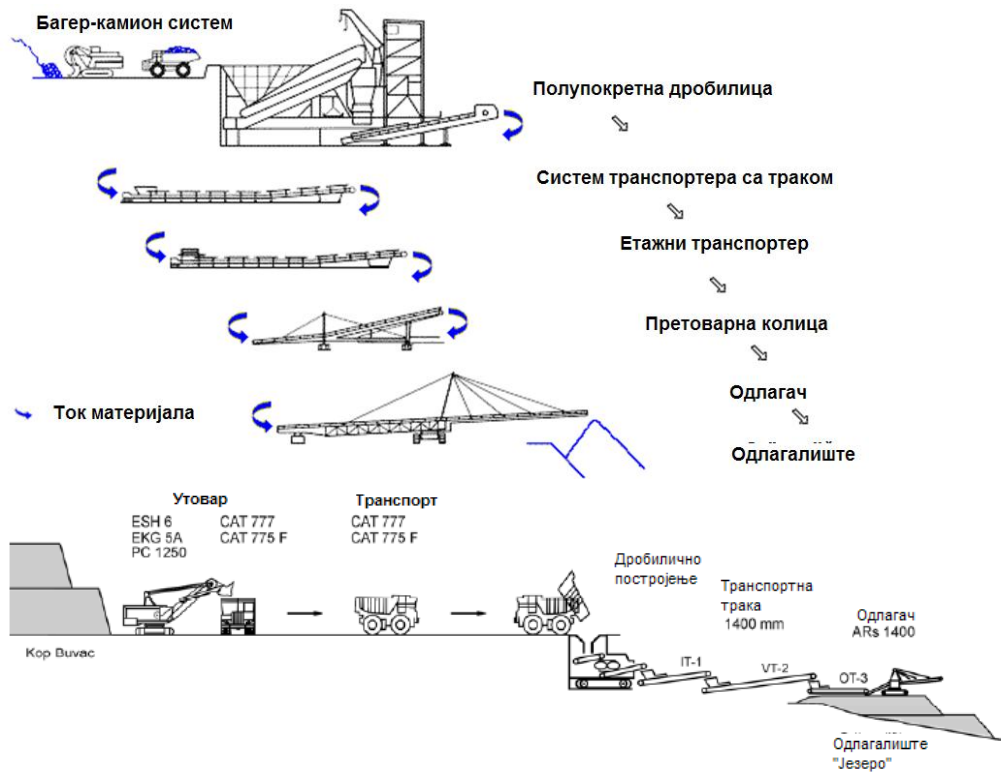
Уколико постоји потреба за високим капацитетима и истовремено кратким транспортним комуникацијама (потреба скраћивања транспортних траса при камионском транспорту) у циљу уштеде, примјењују се полупокретне дробилице високог капацитета на “стратешким” локацијама. Локација дробилица се мијења на сваких од 6 до 24 мјесеца.

Ради комплексности структуре машина- технологије рада оваквих система, неопходна је оптимизација избора комплекса машина које врше уситњавање стијенских материјала – по потреби машина за бушење и минирање, откопавање и утовар, машина за уситњавање. То је неопходно јер висина инвестиционих улагања у такву опрему али и опрему за транспорт материјала намеће потребе оптимизације јер одговарајућа технологија бушења и минирања омогућава адекватно уситњавање и припрему за утовар чиме се материјал прилагођава операцији откопавања и утовара потом операцији и фази транспорт итд. Тиме се врши одређивање адекватне структуре опреме- технологије експлоатације, спријечавају трошкови набавке неадекватне опреме, опреме која „гуши“ осталу опрему у производном процесу или не обезбјеђује адекватне услове рада друге опреме а то је од круцијалног значаја за ефективност и рада комбинованих транспортних система.

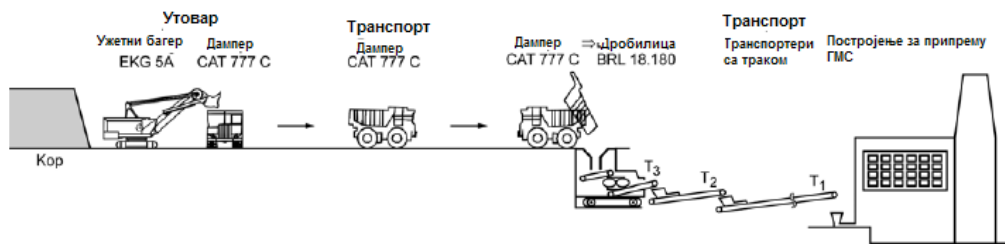
При томе треба имати у виду да се употребом транспортера са траком омогућава постизање:

- високих техничко-економских ефеката,
- потпуно механизовање и аутоматизовање свих фаза технолошког процеса,
- пуну радну сигурност,
- одговарајућу усклађеност коришћења капацитета других уређаја у технолошком процесу.

Чињенице да су инвестициона улагања већа за 20-30 % у односу на жељезнички транспорт и око два пута већа у односу на камионски транспорт дају на значају правилном избору и употреби транспортера са тракама, имајући у виду да се увећане инвестиције релативно брзо надокнаде знатно нижим трошковима експлоатације.



Слика 2.4. БКДТО систем експлоатације и транспорта на Руднику Омарска



Слика 2.5.: БКДТ систем експлоатације и транспорта на Руднику Омарска

Дефинитивно оптимално рјешење треба изнаћи студиозном компарацијом више варијанти технологије експлоатације односно режима транспорта при чему се адекватним обухватањем свих релевантних фактора, може дефинисати који транспортни систем има најниже трошкове експлоатације – континуални, комбиновани или дисконтинуални. Свакако да ту треба вршити анализу свих напријед наведених фактора који утичу на избор транспорта: **рударско – техничке, природне факторе, организационе факторе, економске факторе и радни вијек копа.**

Неопходно је утврдити да ли су свеукупни трошкови експлоатације лежишта, са припремом за откопавање и утовар или директним откопавањем и утоваром, транспортом – континуалним системима односно тракастим транспортерима нижи, или највише еквивалентни свеукупним трошковима експлоатације уз примјену нпр комбинованог транспорта камионима - транспортерима или дисконтнуалног транспорта камионим или жељезницом.

Кад су **ниске температуре**, трака губи еластичност, материјал отквиве мрзне и пријања за траку па настаје интензивније хабање омотача траке и долази до њеног цијепања и пробијања - уколико се у откопаном материјалу налази пијесак или комадићи чврстих материјала. Новије и квалитетније траке ублажавају дејства климатских фактора.

Интензивна киша сноси прашинасте и зрнасте материјале са транспортера. Киша на погонским бубњевима, снијег и лед могу да проузрокују проклизавање траке по бубњевима. При ниским температурама трака заледи уз бубњево.

Заштита транспортера од **дејства атмосферелија** зависи од климе подручја, мјеста уградње, особина материјала, типа транспортера и режима рада. Транспортер и материјал штите се од дејства влаге, вјетра и интензивног дејства сунчане светлости која може да скрати вијек трајања гумених омотача траке и бубњева. Јаки ветрови могу да подигну траку са ваљака и да проузрокују озбиљне проблеме у односу на њено центрирање и усмјеравање. Ово се нарочито односи на празну траку нарочито у конкавној кривини. Вјетар може да разноси прашину са транспортера и ситнозрне материјале и да ствара немогуће радне услове. Да би се отклониле наведене штетне последице, **транспортери се прекривају** полукружним, таласастим, или равним, лимом, слика 2.6, синтетичким и другим покривачима. Покривач се учвршћује за металну носећу конструкцију транспортера на начин да омогућава приступ ради сервисирања ваљака и траке. Обично је шарнирно (зглобно) везан за једну страну конструкције да се може подизати са друге стране.

У нормални радним условима, при малим брзинама и јачинама вјетрова, трака се штити од њиховог дејства лучним ветробранима (металним обручима) постављеним на растојању од 50 до 100 м. Од дуготрајних интензивних дејстава вјетрова транспортери се штите вертикалним вјетробранима, постављеним са стране дувања, израђеним од лимених плоча висине која штити разношење материјала и спријечава помјерање празне траке по ваљцима.



Слика 2.6. Покривени транспортери

2.1.2. Транспортне трасе и њени елементи

Трасе транспортера са тракама израђују се по подлози одговарајуће носивости а приликом избора је веома битно адекватно лоцирати погонске, затезне и повратне станице у циљу остваривања оптималних услова вуче. Подлоге помеунтих станица не смију дозволити њихово тоњење, орушавање терена на њих или било какве деформације. Не смије се дозволити да транспортни систем угрожава обрушавање стијена и клизање терена. Траса треба да се одводњава и да је заштићена од дејства подземних и површинских вода.

Трасе транспортера са тракама које се налазе на откопним етажама треба да имају ширину која обезбјеђује довољно простора за несметан рад свих предвиђених и планираних машина али и одржавање радног простора транспортера (утовар просутог материјала, помјерање транспортера и сл). Растојање између најистуренијих дијелова два транспортера, постављена један поред другог, као и њихова удаљеност од чврстих предмета, треба да износи минимум 1000 mm.

Транспортне трасе у површинском копу треба да су осветљене, као и трасе магистралних транспортера - ако су краће од 10 km.

Ако се траса укршта са саобраћајним комуникацијама, и осталим објектима, не смије се дозволити да материјал пада на њих. Траса се подиже на висину која омогућава безбједност нижих објеката, рад друге механизације са видно истакнутом свјетлом висином пролаза. На издигнутим мјестима изнад терена постављају се упозорења о забрани пролаза испод транспортера, ако је висина издизања

најниже тачке транспортера до 1,5 m изнад терена, уколико је издизање веће могуће је предвидјети пролаз/пјешачки пролаз са заштитним елементима и пројектоване ширине минимално 800 mm и висине 2 m. На мјестима укрштања са пјешачким путевима, и код дугачких транспортера, преко њих се постављају **мостни прелази**, ширине 800 mm, са степеницама и рукохватима, на растојању 300 m у зони копа а ван копа на већим удаљеностима. Висина од врха терета до пода моста треба да износи најмање 1 m, као и удаљеност најистуренијег дијела транспортера од бочних страна мостића. Најефективнија заштита стационарних транспортера и животне средине постиже се њиховом уградњом у **коридоре** (затворене просторије) који омогућавају транспорт транспортерима и кроз градска насеља. На овај начин постиже се потпуна еколошка заштита средине од разношења прашине и буке. Најчешће се користе код термоелектрана, сепарација и флотација.

При савлађивању препрека (дубоких увала, путева, водотока) транспортери се лоцирају у коридоре постављене на косим и хоризонталним мостовима израђеним од решеткастих металних конструкција, на бетонским фундаментима, или ријеђе, од армирано бетонских конструкција. Облици попречног пресека могу бити различити, при чему се трасом транспортера трака прекрива таласастим, полукружним поцинкованим лимом, алуминијумом, танким гвозденим плочама и другим материјалима У нормалним условима транспортери савлађују успоне од 16° до 18° и падове од 14° до 16°. Тиме се знатно скраћују транспортне дужине и смањује обим земљаних радова при изради усјека отварања и припремних радова. При дубини копова преко 200 m дисконтинуални транспорт не може се појавити као конкурент. Дужина превоза транспортерима 4 пута је краћа у односу на транспорт камионима и 12-16 пута од превоза пругом. Траке са специјално обрађеном носећом површином (ребрасте, таласасте) савлађују нагиб до 35°, а транспортери са притисним тракама, или цјевасти и до 50°. Под овим нагибом терет се може превозити само са скиповима - али са знатно мањом ефикасношћу до 3.000 m/h³.

Последњих година израђују се транспортери за савлађивање свих могућих капацитета, са различитим носећим и вучним органима, који могу савлађивати различите радијусе кривина, и различите нагибе - па су тиме умањени недостаци за њихову масовнију примјену и у рудницима метала (сл.2.7).

Транспортери све више потискују дисконтинуални/циклични транспорт, нарочито жељезнички транспорт возовима јер је исти све теже организовати за велику производњу од 5 до 6 t/smj. Примјењују се као етажни, сабирни и магистрални. Њиховом употребом радни капацитет багера може бити више искоришћен за 20-30% у односу на превоз жељезницом - нарочито код багера са континуалним радним процесом. Уз то, лако се може организовати једновремени рад неколико багера на једној или више етажа.

Транспортери раде незаштићени у запрашеној, често и влажној атмосфери, у непосредној близини откопних радилишта, или одлагалишта, и истоварно-претоварних станица. Током извођења радова често се етажни и сабирни транспортери помјерају, продужују или скраћују, пратећи напредовање радног фронта Понекад раде и у условима **ниске температуре** околне средине, па долази до залеђивања појединих дијелова, проклизавања траке по погонским бубњевима, згушњавања мазива у ваљцима и механизмима, а самим тим и до повећања вучне силе траке.

Транспортери се пројектују за максималну очекивану експлоатацију, водећи рачуна о њеној неравномјерности, тј треба да се предвиди одређена резерва у капацитету. Због тога постројење ради са непотпуним оптерећењем и смањеном ефикасношћу, односно с нижим степеном искоришћења, што утиче на пораст цијене транспорта Врло важни фактори који одређују рационалну област примјене, тип и параметре транспортера су **дужина трасе** и **количина терета** која се њом транспортује Код великих дужина може бити постављен један или више транспортера у низу а са порастом броја претоварних мјеста, са једног транспортера на други, повећава се количина прашине и уситњавање материјала - што је врло неповољно нпр код угљева са аспекта економичности, сигурности и заштите животне средине. Већи број транспортера у низу захтјева већи број погонских и затезних станица, односно поскупљује систем јер су ти склопови најтежи и најскупљи. Уз то, отежава се транспорт материјала, опслуживање транспортера и превоз машинских склопова при скраћивању система. Више транспортера у систему има и одређене предности: мање напрезање вучног органа, мања снага погонских станица, мања тежина погонске и затезне станице, јефтинија трака и чланци носиве конструкције.

Транспортер **треба да се одликује једноставном и сигурном конструкцијом**, да се лако: монтира и демонтира, опслужује, врши ремонт и замјена дотрајалих дијелова и подмазивање. Треба да ради са што мање шума и буке која веома погоршава радне услове и утиче на пораст професионалних обољења. Остварујући високу ефективност транспортер не смије бити узрочник прекомјерног пораста запрашености средине. Уз ово, најважније је да сигурно, поуздано и беспријекорно ради. При транспорту из дубоких копова, цијена транспорта транспортерима врло споро расте - док код превоза камионима расте врло брзо, тако да је цијена континуалног транспорта отприлике пропорционална дужини, а код транспорта камионима - цијена се знатније повећава и расте по експоненцијалној функцији чим дужина пређе 4 km. Из свега до сада изложеног произилази да се велика трошења материјала од 20.000 до 30.000 m³ могу реализовати само примјеном оптимизованог транспорта транспортерима са траком јер они омогућавају: постизање велике техничко-економске ефективности, потпуно механизоване и аутоматизоване радне процесе, уз пуну радну сигурност, одговарајуће усклађивање коришћења експлоатационих капацитета и радних резерви са најједноставнијом организацијом посла.

2.2. КЛАСИФИКАЦИЈА ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ

Као што се види из услова примјене, транспортери са траком се примјењују у врло различитим условима експлоатације у рудницима угљева, метала и неметала на површинским коповима и под земљом, па се одликују великом конструкционом разноликошћу. Полазећи од услова рада, конструкционих разлика, класификација транспортера са тракама заснива се на следећем:

А) Условима рада - транспортери могу бити за јамски транспорт, транспорт на површинским коповима и за индустријски транспорт - постројењима за припрему минералне сировине.

Б) Према врсти терета транспортери са тракама се дијеле за транспорт меких и мање чврстих стијена и за транспорт средње и врло чврстих стијена.

В) Према мјесту постављања:

- транспортери по рударским објектима/рудницима
 - *етажне - имају покретни утоварни лијевак, који се креће дуж њих по шинама, у који утовара откопани материјал багера. Абразивне и крупнокомадасте стијене утоварају се на траку, помоћу ваљкастих додавача који примају ударе терета и пропуштају ситне фракције;
 - *сабирне и извозне - служе за пријем материјала са етажних транспортера преко претоварног уређаја или додавача и постављају се у зонама рудника /копова гдје не ометају напредовање фронта рударских радова али га прате повременим премјештањем;
 - *магистралне – на ове транспортере се допрема материјал са сабирних или извозних транспортера и представљају стационарни дио транспортне трасе односно везу између рудника и одлагалишта јаловине или депоа/ посторјења за припрему;
 - *одлагалишне - конструкција одлагалишних транспортера, слична је етажним, али умјесто утоварног лијевка имају претоварна колица, која претоварају ископину на пријемну стријелу одлагача.
- транспортери на машинским комплексима (багерима, ведричарима, роторним багерима),
- предајни - самоходни транспортери, на транспортним мостовима и на одлагачима, гдје су постали незамјенљиви због високе ефективности и чврстине. налази се на етажи и нема уређај за утовар и претовар али је ради избјегавања честог продуживања снабдјевен са телескопским уређајем који омогућава његово продуживање у зависности од напредовања радног фронта. Телескопски транспортер примјењује се за предају терета на стационарну линију-етажни, сабирни извозни или одлагалишни транспортер. Други тип предајног транспортера је са секцијама које служе за међусобно повезивање и које су покретне. Код овог начина повезивања растојање између етажа на копу и одлагалишту увијек је приближно једнако, па се предајни транспортер помјера у цјелини у зависности од помјерања оба радна фронта.

Г) У зависности од **карактера рада и начина помјерања** транспортери се разврставају на

- **нестационарне**, који се помјерају у зависности од напредовања откопавања,
- **стационарне** - који се не помјерају током дужег временског периода, или током читавог вијека експлоатације, и
- **самоходне**, који имају своје погоне за кретање.

Д) Транспортери са тракама даље се класификују према:

- **нагибу транспортне путање** (хоризонталне, благо нагнуте и за стрме путање изнад 18°),
- **броју погона и њиховој снази** (са једним, два, три и специјалним погонима),
- **врсти транспортне траке** и њеној конструкцији (текстилне, ужетне, металне),
- **облику корита** и броју ваљака у слогу (равни, коритасти са: 2, 3 и 5 ваљака),
- **начину преноса вучне силе** (трећем или озупчењем),
- **врсти носећег и вучног органа.**

Носећи орган траке је дио транспортера са траком који служи за смјештај транспортованог материјала. Носећи орган код обичних транспортера са траком, транспортера са вучним ланцима и ужадима - је платно транспортне траке, а код чланкастих транспортера - чланци пластични или челични.

Вучни орган је дио транспорта са траком, или друге транспортне машине, који служи за пренос вучне силе од погона дуж транспортера ради савлађивања отпора кретању вучног органа и покретних дијелова који носе терет.

Према **врсти носећег и вучног органа** све врсте транспортера са траком могу се сврстати у 4 групе:

- обичне транспортере са траком,
- транспортере са вучном ужади,
- транспортере са вучним ланцима и
- чланкасте транспортере.

Према врсти вучног органа транспортери са гуменом траком дијеле се на:

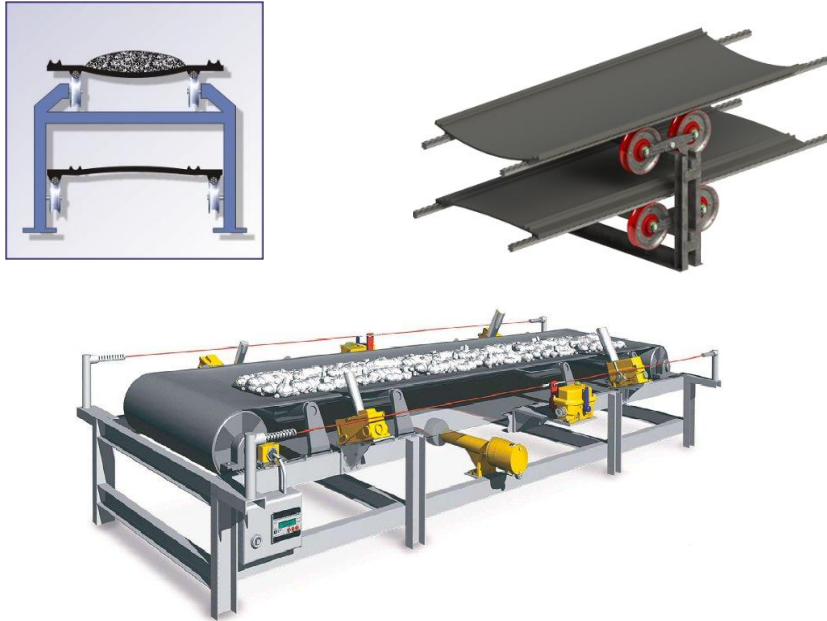
- **обичне транспортере са траком**, код којих трака служи као вучни и носећи орган, и
- **специјалне транспортере са траком**, код којих као вучни елемент служе ужад (транспортер са вучном ужади) или ланци (транспортер са вучним ланцима).

2.2.1. Специјални транспортери са траком

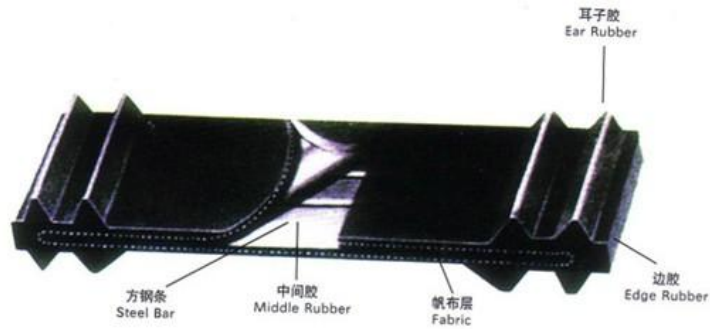
2.2.1.1. *Транспортер са вучном ужади*

Транспортер са вучном ужади је тип транспортера код кога је трака носећи орган, а вучна сила преноси се са два бесконачна ужета, слика 2.7. која се ослања на точкиће постављене на одређеном растојању. Брзина траке креће се од 1,5 до 3,5 m/s, а ширина до 2 000 mm.

Трака има 1 или 2 улошка и гумени омотач који се на бочним странама завршава жлијебовима помоћу којих трака налијеже на ужад, слика 2.8.. На повратној страни жлијебови су на мањем растојању. Тиме се смањује момент савијања на шипкама, омогућава примјена мањих точкића, израда дуге траке, а самим тим и смањење броја наставка. Настављање се врши хладним лијепљењем специјалним гуменим љепилом. На одређеном растојању у траци су увулканизоване попречне шипке. Код већег оптерећења корак између шипки износи 70 - 80 mm, а код мањег 100 - 200 mm. Шипке имају квадратни или правоугаони попречни пресек. Ради заштите од корозије шипке су поцинковане или пластифициране.

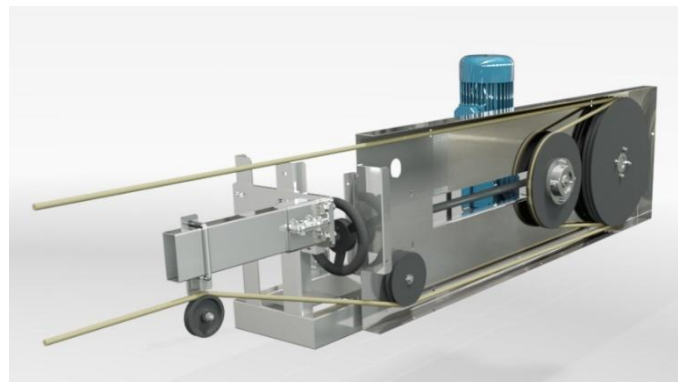


Слика 2.7. Транспортер са вучном ужади



Слика 2.8.: Трака за транспортер са челичном ужади

Ужад су једносмјерно плетена јер имају глаткију површину од унакрсно плетених и зато су мање изложена разарању услјед замарања (кретања по многобројним носећим точкићима). Ради дужег радног вијека понеки произвођачи облажу тачкице гумом или пластичном масом, а ужад подмазују. Ови поступци имају следеће негативне последице: подмазивањем ужета смањује се коефицијент трења на погонским ужетњачама и повећавају се трошкови за замјену омотача точкића. Ужад су пречника 25 - 35 mm. На крајњим станицама трака се одваја, издиже изнад ужади и обавија бубњеве, слика 2.9.. Ужад се помоћу котурача усмјеравају на погонске и затезне котураче. Помоћу усмјеравајућих ваљака на повратној станици ужад се одводе испод траке. Код повратних котурача налази се и затезна станица у којој су посебно затегнуте ужетњаче за ужад и бубањ за траку.



Слика 2.9. Погонска и затезна станица транспортера са вучном ужади

У зависности од радних услова, погонски бубањ траке може бити испред или позади погонских котурача или ужетњача. Обухватни угао износи $2\pi-3\pi$. Пошто се вучна сила преноси са два вучна ужета ради спријечавања укошавања траке ужад се морају кретати једнаком брзином. Конструкционе карактеристике овог транспортера омогућавају: савладавање великих дужина без претовара до 10 km, споро хабање траке, малу потрошњу енергије итд. У односу на обичне транспортере, ови имају мање отпоре кретању на ослонцима, мањи број носача, знатно мању погонску тежину и дужи радни вијек.

Недостаци су, у односу на обичне транспортере сложеност и гломазност погонске и затезне станице, сложеност израде и висока цијена израде специјалне транспортне траке, брзо хабање вучне ужади, релативно ниска ефективност - до 1 600 t/h.

Специфичности у прорачуну транспортера са вучном ужади

Ширина се одређује на исти начин као код обичне траке. Коефицијент ефективности /пропорционалности се креће од 350 до 370 јер је корито ових трака плиће због крутости гвоздених шипки. При транспорту тешких материјала шипке морају бити чешће или имати већи попречни пресјек а то има битног утицаја на поскупљење траке. Гранични угао нагиба ових транспортера β не зависи само од услова клизања материјала низ траку већ и од могућности клизања траке низ ужад, па је неопходно да је $\beta_{\max} < f$ - где је f - коефицијент трења између жлијебова траке и ужади. Величина f зависи од тога да ли је уже суво или подмазано и од атмосферских услова (падавина, присуства прашине и сл). Гранични угао нагиба постројења износи $\beta_{\max} = 14^\circ$.

Величине затезних сила одређују се методом контурних напрезања. Вриједност укупног коефицијента отпора кретању ужади преко точкића/котурача износи 0,02 - за металне и 0,027 - за точкиће обложене гумом. У повољним условима за металне жлијебове вриједност се креће од 0,013 до 0,015. Максимални угиб ужади између точкића износи $f \leq (0,01 - 0,015) l$, где је l - растојање између точкића. Минимална затезна сила одређује се по образцу:

$$S_{\min} \geq (12,5 - 8,5)g \left(\frac{q_k + q_t}{2} + q_u \right) l, N,$$

гдје су: q_k , q_t и q_u - масе терета, траке и ужета у kg/m.

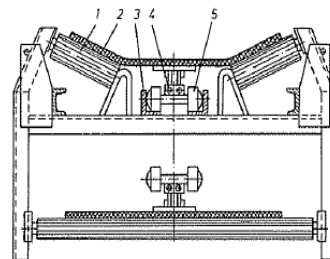
2.2.1.2. Транспортери са вучним ланцима

Транспортери са вучним ланцима су специјална врста транспортера код којих трака служи само као носећи орган, а вучну улогу има ланац, слика 2.10. Дијеле се, према броју ланаца, на једно и дволанчане транспортере. Према начину повезивања траке са ланцем класификују се на: транспортере са траком која слободно налаже на ланац или специјалне носеће дијелове - слика 10 а, и транспортере код којих је трака причвршћена за ланац - слика 2.10 б. Према покретним дијеловима деле се на: транспортере са покретним ваљцима, са стационарним ваљцима и са комбинованим покретним дијеловима.



a

Poprečni presjek
transportera sa
vučnim lancem:
1 - valjak,
2 - gumena traka,
3 - vodilice,
4 - vučni lanac,
5 - točkići



b

Слика 2.10: Транспортери са вучним ланцима

Специјални транспортер састоји се од вучног ланца са носећим плочицама на које налаже трака. Коритасти облик траци дају ваљци, а умјесто средњег ваљка долазе плочице испод којих се налази

ланац са слоговима који се крећу по носачима. Примјењују се јефтине траке са 2 - 4 улошка. Могу савладати велику дужину са линијским погонима (више погона постављених дуж транспортера). Недостатак им је несигурна фриксиона веза између траке и ланца због променљивости трења у влажној атмосфери и присуства прљавштине на носећим елементима траке, мала брзина, хабање траке итд.

2.2.2. Чланкасти транспортери

Чланкасти транспортери су транспортна средства код којих је вучни орган један или два ланца а носећи чланци од лима или пластичне масе постављени на доводећим точкићима или ваљцима, слика 2.11..Дијеле се:

- према правцу транспортовања на: једносмјерне, са транспортом у два правца (реверзивне) и на транспортере са истовременим транспортовањем у оба правца;
- према облику путање на: праволинијске, криволинијске и просторне или специјалне;
- према врсти носећих чланака: са непокретним ваљкастим носачима, са покретним точкићима и усмјеравајућим ваљцима, са покретним точкићима без усмјеравајућих ваљака;
- према броју погона на транспортере: са једним погоном и са више погона;
- према локацији погона: са погонима на крајевима, линијским и комбинованим погонима.

Овим транспортерима могу се транспортовати расути терети све до 35° нагиба путање. Примјењују се за транспорт угљева и руда. Могу се примјењивати и испод отвора бункера да регулишу утовар и да служе као додавачи. Веома су погодни за савлађивање хоризонталних и вертикалних кривина са радијусом 5 - 8 m. Служе за транспорт и крупнокомадастих и абразивних стијена. Највећа брзина им је до 1 m/s, ширину 400 - 2000 mm, часовни капацитет до 2000 t/h,. Захваљујући високој чврстини ланца и постављању линијских мотора, дужина транспортера може износити и до 2 km Имају миран и тих ход. Могу се директно утоварати. Недостатак им је велика тежина постоља и ланца и висока набавна цијена.

Специјални чланкасти транспортери савлађују вертикалне и хоризонталне кривине малих радијуса због примјене специјалних постоља, чланака и ланца, који омогућавају транспортеру просторну еластичност. Савладавају путање врло сложене конфигурације и за постављање захтјевају најмање простора у односу на све остале типове транспортера.

Опис основних конструктивних дијелова - Радни орган састоји се од чланака и 1 или 2 зглобна ланца. Само код ужих чланака до 600 mm примењује се 1 ланац. У зависности од намјене и врсте материјала који се превози, постоје следеће врсте чланкастих транспортера: коритасти, плочасти, који могу бити размакнути и преклопљени.

Коритасти чланкасти транспортери - чланци могу бити равни и таласасти, слика 2.11. Коритасти чланци врло често се примјењују при транспорту расутих терета. Праве се од челичног лима дебљине 4 - 10 mm или од пластичних маса. Чланци се учвршћују за осовине слогова (слог обухвата: 2 точкића и њихову носећу осовину) преко угаоника помоћу завртњева.

Плочасти транспортери - У рударству се ријетко примјењују плочасти размакнути транспортери јер се не транспортују комадни предмети. Таласасти чланкасти транспортери примјењују се за савлађивање великих успона 45 - 60°. Плочасти транспортер са непокретним рубовима често се примјењују као додавачи који прихватају материјал из бункера. Равне плочице израђују се од дрвета, лима или пластике.

Ради смањења отпора трења, вучни ланци на зглобовима имају покретне ваљке. Тежина радног органа је доста велика због тежине ланца и чланака У односу на обични транспортер, његова конструкција је знатно сложенија. Точкићи могу имати лежајеве котрљања или клизања у зависности од ефективности транспортера и транспортне дужине Крећу се по шинама или L и I профилима.

Повратни крак радног органа враћа се у обрнутом положају по носећој конструкцији испод оптерећеног крака. Носећа конструкција израђена је од I и L челичних профила или цијеви Дужина

сегмента износи од 4 до 6 т. Сегменти се међусобно повезују помоћу завртњева и спојница. Крајњи дијелови на мјесту погона и затезања израђују се посебно у зависности од намјене транспортера.

Погонски уређај се састоји из осовине с ланчаницима повезане с преносним механизмом (редуктором), а овај даље с електромотором. Код транспортера под нагибом погонски механизам обухвата и кочнице или устављаче транспортера. Ланчаници имају 5 до 8 зубаца. Монтирају се на осовини тако да су оба ланчаника тачно постављени један према другом како би се остварило равномјерно затезање оба ланца и правилно спрезање. Код дугачких транспортера може бити 5 до 6 линијских мотора који вучну силу преносе помоћу гусјеница на прстенасте или зглобне ланце или помоћу ланчаника на зглобне ланце. Преносни механизам је обично оклопљен. Често има уграђен редуктор брзине, између мотора и преносног механизма, којим се по потреби мијења брзина без заустављања. Мала брзина кретања од 0,30 до 1 m/s условљена је примјеном ланца као вучног органа и тежњом да се смање динамичка напрезања у ланцу. Затезни уређај поставља се код повратне осовине без обзира на начин затезања: утегом, завртањем, опругом и сл. Затезна дужина износи 1,5 до 2 корака вучног ланца. Ради компензације истезања ланца и олакшања демонтаже постројења, код дужих транспортера, утег има специјални телескопски уређај који регулише ход.



Слика 2.11.: Чланкасти и плочасти транспортери различите конструкције

Специфичности прорачуна чланкастих транспортера

Носећа ширина чланка транспортера за несортирани равни материјал обрачунава се по обрасцу (2.1.):

$$B = 1,7 a_{max} + 200, mm \quad (2.1.)$$

Површина пресјека код коритастиг чланка састоји се од површина троугла и правоугаоника, па се може одредити по формули (2.2.):

$$A_u = 0,25B^2 ktg\varphi_k + B^2 K_p K_u = B^2 (0,25 ktg\varphi_k + K_p K_u), m^2 \quad (2.2.)$$

односно преко часовног капацитета (2.3.):

$$A_u = Q_h : 3600 v \gamma_\omega, m^2 \quad (2.3.)$$

Добиће се (2.4.)

$$B = \sqrt{\frac{Q_h}{3600(0,25 ktg\varphi_k + K_p K_u \gamma_n)}}, m \quad (2.4.)$$

гдје су:

- k_t - коефицијент смањења површине пресјека материјала због нагиба транспортера који износи за коритасте транспортере 0,95 при нагибу $10 - 20^\circ$ и 0,9 - при нагибу преко 20° ;
- K_p - коефицијент попуњености чланка у односу на висину његових ивица, односно дубину корита, чија се просјечна вредност креће од 0,6 до 0,80;

- K_x - коефицијент зависности висине ивице од носеће ширине чланка. Његове вриједности се усвајају у зависности од врсте терета и ефективности транспортера и крећу се у следећим границама:
 - (0,2- 0,3) В -за лаки и једноврсни материјал (угаљ, кокс и сл.);
 - (0,1-0,18) В -за теже материјале који падају на транспортер с ударима, за крупнокомадасте материјале (за разне врсте руда, стијена

Дужинско оптерећење од чланака и ланаца q_0 у kg/m' узима се из фабричких каталога. Његова оријентациона вриједност може се одредити из израза (2.5.):

$$q_n = 60 B + A, kg/m' \quad (2.5)$$

где је А - коефицијент чије су вриједности наведене у табели 2.1. - Прилог 2 Приближна вриједност вучне силе у ланцу може се одредити по обрасцу (2.6.).

$$S_{max} = K \{S_0 + w[(q_k + q_0) + q_0 L_p] \pm (q_k + q_0)H\}, N \quad (2.6)$$

гдје су:

- $K = 1,05 - 1,1$ коефицијент пропорционалности због неурачунатих концентрисаних отпора;
- S_0 - почетно најмање затезање које износи најмање 5% од дозвољеног напрезања на кидање изабраног ланца и креће се од 2,00 до 3,00 kN;
- L_0 - дужина хоризонталне пројекције оптерећене стране чланака, m;
- L_p - дужина повратне стране транспортера, m;
- H - висина подизања у m (за нагнуте транспортере при издизању знак плус, а минус при спуштању терета);
- w - коефицијент отпора кретању покретних делова траке на праволинијском дијелу или коефицијент вуче.

Његова средња вредност за оријентационе прорачуне износи за точкиће са клизним лежајевима од 0,08 до 0,11 за точкиће са лежајевима котрљања 0,025 -0,04 Мање вредности усвајају се за добре, а највеће за тешке услове. Прорачун вучних сила почиње од тачке са најмањим затезањем.

Потребна снага мотора је (2.7.):

$$P = C_r \frac{W * v}{1000 \eta_m \eta_1}, kW, \quad (2.7)$$

гдје је:

- η_m - коефицијент корисног дејства електромотора 0,80 - 0,90,
- $\eta_1 = 1/C_r$ коефицијент корисног дејства преносног механизма,
- C_r - коефицијент резерве снаге мотора (1,1 - 1,20).

Рачунска вучна сила по једном ланцу S_p рачуна се по обрасцу (2.8.):

$$S_r = \frac{S'_{max}}{c} \leq S_{doz}, N, \quad (2.8)$$

гдје је:

- c - коефицијент неравномјерне расподеле оптерећења између ланаца који износи 1,6 - 1,8 у зависности од тачности израде ланца-монтаже траке,
- S_{doz} - дозвољена вучна сила ланца (табела 2.2 - Прилог 2),
- S_{max} - максимално напрезање ланца које се састоји од збира напрезања: максималног статичког напрезања S_{max} и динамичког напрезања S_{din} које се узима у обзир ако је $v > 0,20$ m/s тј (2.9.)

$$S'_{max} = S_{max} + S_{din} \quad (2.9.)$$

Провјера коефицијента сигурности ланца (2.10.):

$$K'_s = \frac{S_k}{S_r} \geq K_s \quad (2.10.)$$

гдје је:

S_k - сила кидања ланца (таблица 3.2),

$K_s = 6 - 8$ - коефицијент сигурности за транспортере постављене у добрим радним условима,

$K_s = 8 - 10$ - за транспортере са већим нагибом и у тежим радним условима.

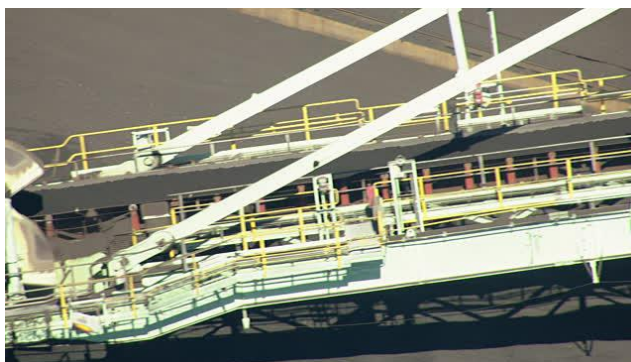
2.2.3. Транспортери на машинским комплексима

На покретним рударским комплексима

- машинама: роторним багерима, багерима ведричарима, транспортним мостовима, конзолним одлагачима и самоходним транспортерима као транспортни уређаји служе тракасти транспортери. На овим комплексима тракасти транспортери се постављају на шарнирно спојеним мостовима или конзолним решеткастим носачима. На мјестима сучељавања решеткастих носача терет се претовара са траке на траку. Ради избјегавања сувише компликованих конструкција и великог броја претоварних мјеста, треба настојати да у транспортној линији буде што мање посредних транспортера. Примјена транспортера на покретним комплексима омогућава попречни транспорт на површинским коповима.

Роторни багери – имају велике часовна капацитете а транспортни дио се код највећег броја роторних багера састоји од три узастопно постављена транспортера: *пријемног*, који је постављен на откопној катарци/стријели да превезе материјал од ротора до лијевка у центру обртне платформе; *предајног* кратког транспортера постављеног на доњем раму/конструкцији ; и *истоварног* постављеног на истоварној конзоли/стријели слика 2.12. Терет се са истоварног транспортера предаје на етажни нестационарни транспортер или на претоварни транспортер а понекад и на одлагач. Прорачун пријемне и истоварне траке има своје специфичности условљене подизањем и спуштањем катарке за вријеме рада, подизањем, односно спуштањем материјала као и тиме што је погон истоварне траке постављен на мјесту истовара. На крају истоварне траке налази се и кабина за управљање.

Код роторних багера са дубинским и висинским режимом рада и откопавања, због великог нагиба транспортне путање (до 36°) примјењују се притисне траке, изнад обичних, ради спречавања осипања терета и повећања радног ефекта багера. Кад је багерска откопна катарка хоризонтална или под малим нагибом, притисна трака може бити подигнута. На мјестима претовара постављени су ваљкасти утоваривачи.



Слика 2.12. Транспортер на стријели роторног багера

Одлагачи- имају велику примјену при транспорту растреситих стијена, слика 2.13. Дужина конзоле за одлагање код одлагача мора имати задовољавајућу дужину и висину за размјештај откривке на

одређеној површини. Да би код одлагача са релативно малим габаритним димензијама постигли задовољавајућу ширину одлагалишне етаже као претоварач може да послужи претоварна кола/одлагач или транспортни мост. Недостатак таквих рјешења је повећање сложености комплекса механизације/технологије рада и повећање броја транспортера и покретних уређаја са велики бројем претоварних мјеста.

За отклањање ових недостатака принципијелну предност имају одлагачи са конзолним носачима велике дужине и једним претоварним мјестом у центру обртне платформе. Ради смањења ширине траке, а самим тим и количине метала, у одлагачу се уграђују траке брзине 6-8 m/s па и више. Максимална дужина конзоле износи око 250 m, а висина одлагања преко 90 m. Притисак на тло одлагача релативно је мали и креће се до 10 N/cm².



Слика 2.13. Транспортер на одлажућој стријели одлагача

Транспортни мостови- омогућавају најкраћи попречни транспорт на унутрашња одлагалишта. Помоћу њих обједињује се у недјељив производни процес откопавање, транспорт и одлагање. Транспортни мост може да има масу и до 10.000 t. Захтјева носивост тла 15 - 30 N/cm². Имају дужину 300 - 600 m. На слици 2.14. приказан је транспортни мост који се креће по шинама. На мосту се налазе, најчешће, два транспортера - један дуж моста и други на конзолном одлагачу. Ако се врши степенасто одлагање, на конзолном одлагачу поставља се више узастопних кратких транспортера. Најпогоднији су мостови са могућношћу телескопирања (продужења и скраћења) као и мостови који се могу заокретати у хоризонталу.



Слика 2.14.: Транспортни мост са степенастим одлагањем

Двобухањска претоварна колица (S воз) - Уређаји који се постављају дуж одлагалишног транспортера и служе за издизање материјала ради предаје истог на пријемну катарку/стријелу одлагача, слика 2.15..



Слика 2.15.: Локација употребе претоварних колиџа

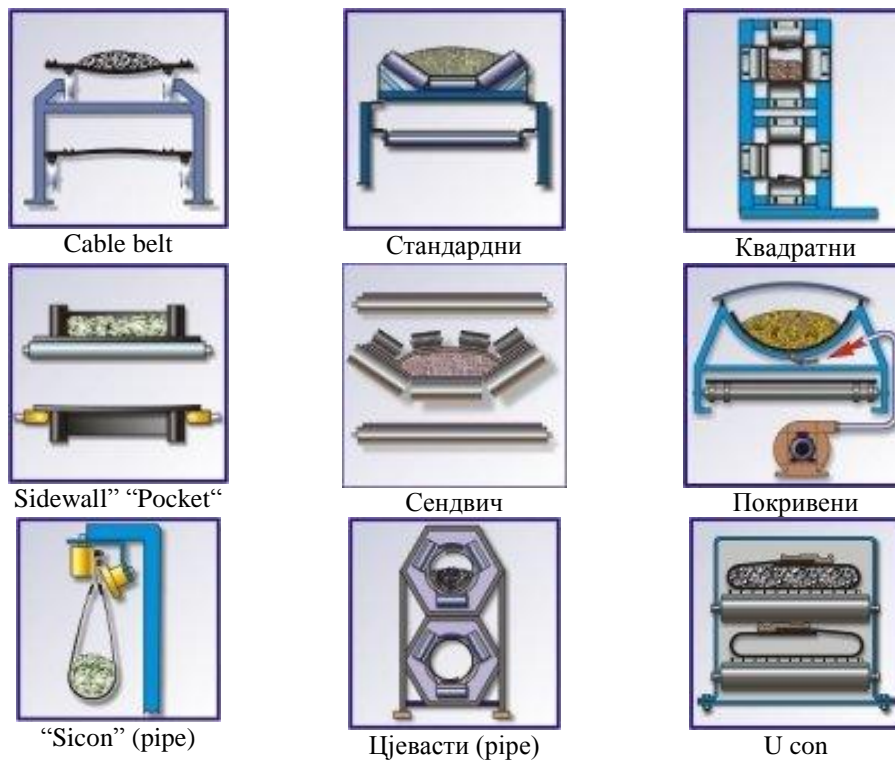
Самоходни транспортери са траком-претоварачи („Bandwagen“) - улазе у општи комплекс опреме за континуални транспорт на површинским коповима и служе као претоварачи од роторног багера до етажних транспортера а потом одлагача или транспортног моста, слика 16. Претоварачи се такође примјењују за претовар откривке или корисне сировине са нижег на виши ниво или између претоварача одлагалишног транспортера и одлагача. Да би били оспособљени за различите радне услове и да би имали потребну маневарску способност, самоходни транспортери израђују се с обртном платформом и на гусеницама. Дужина им досеже до 100 m. При томе постоје разни типови претоварача: са фиксираном пријемном и шарнирно учвршћеном истоварном конзолом; обје конзоле су под нагибом и са фиксираном двоконзолном решетком која се може подизати и постављати хоризонтално или под нагибом. Убацавањем у транспортни систем претоварача као додатног транспортног средства повећава се број претоварних мјеста, повећава вриједност транспортних средстава, али се олакшава маневрисање са знатно тежим постројењима као што су багери и одлагачи и постиже рјеђе помјерање транспортера, слика 2.16.



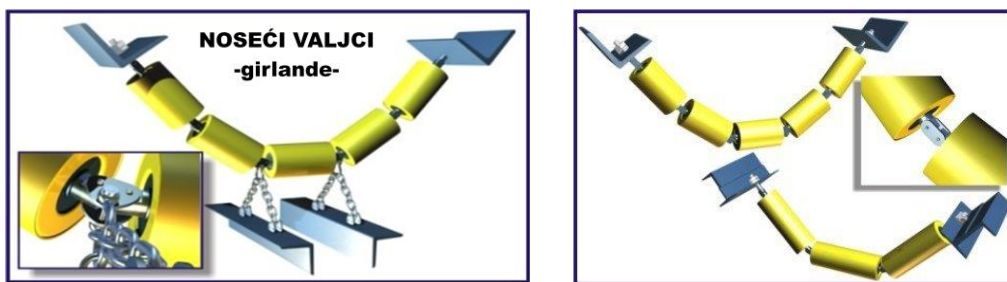
Слика 2.16: Локација постављања самоходног транспортера-претоварача

2.2.4. Транспортери за велике нагибе

За савладавање већих нагиба трасе α од 18° , а нарочито преко 25° , морају се примијенити специјалне конструкције транспортера (*HAC- high angle conveyors*). Задржавање материјала на траци постиже се: повећањем трења између материјала и траке и постављањем попречних задржача на траци. Повећање трења остварује се примјеном рељефних омотача и задржача (преграда) на носећој страни траке. Пошто код великих нагиба долази до опадања њиховог капацитета, чак до 50%, а ни оне не задржавају у потпуности крупне комаде, прешло се на примјену специјалних транспортера код којих се трење повећава порастом притиска материјала на траку стварањем бочног притиска или постављањем притисне траке слика 2.17. Бочни притисак материјала остварује се и код висећих трака с дубоким коритима оствареним примјеном више дискова или ваљака- тзв гирланди, слика 2.18. који омогућавају савладавање нагиба већих од критичног за неколико степени, односно до 30° .



Слика 2.17.: Различити типови специјалних конструкција НАС транспортера



Слика 2.18.: Висећи слогови ваљака-гирланде

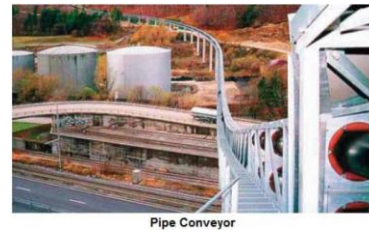
Цјевасти транспортер- представља конструкцију транспортера код којих трака и одређени број ваљака, фиксираних за носећу конструкцију, формирају цијев цијелом дужином транспортера изузев мјеста утовара и истовара, слике 2.17 и 2.19.. Овим транспортерима може се терет транспортовати у оба правца са цијевима постављеним паралелно или једном изнад друге. Терет/материјал смије попуњавати попречни пресјек до 75% његове укупне корисне површине, а максимална величина комада може износити једну трећину пречника цијеви. Пречници цијеви су стандардних величина и три пута мањи од ширине траке Траке су стандардних ширина и брзина као код класичних транспортера. Цјевасти транспортери су погодни за савладавање великих нагиба до 35° (скоро 50% већи од оних које могу савладати обични транспортери). Поред ове, главне су им предности: добра попречна еластичност, заштита терета од дејства атмосферилија, спријечавање расипања прашине и материјала итд. Из изложеног произилази да су цјевасти транспортери, једно од новијих технолошких рјешења за континуални транспорт, еколошки најпогоднији за коришћење.



MAXOFLEX®
транспортер



Трака за врући
клинкер



Цјевасти транспортер
постиже измјену правца 90°
у радијусу од 300 m

Слика 2.19.: Неке од специјалних конструкција транспортера

Транспортери са притисном траком – служе такође за савладавање великих нагиба, и при транспорту крупних комада, и предствљају једно од бољих рјешења, слика 2.17.. Притисак материјала и његово задржавање, код транспортера са притисном траком, остварује се помоћу гумене траке притиснуте помоћу гумених точкића или ваљака (распоређених читавом њеном ширином или само на њеним крајевима). По врло стрмим трасама терет се транспортује транспортерима са притисном траком - двотракастим транспортерима. Транспортери су међусобно паралелни; доњи је транспортни а горњи притисни. Крајеви транспортера су хоризонтални или благо нагнути. Константно растојање између трака одржава се помоћу носећих и притисних ваљака. Сигурност рада ових транспортера зависи од чврстоће и стабилности оформљене транспортне цијеви са тракама која треба да омогући велику ефективност без оштећења траке и просипања материјала. Притисак на траку се остварује помоћу ваљака, или дискова, који могу бити фиксирани или постављени по шарнирној обујмици. Често се примјењују притисни дискови на посебним шарнирним полугама, конзолни, на крајевима траке, који могу бити фиксирани и шарнирно учвршћени.

Да би се остварило сигурно кретање терета, сила трења између откопаног материјала и траке треба да је већа од тежине ископине и дејства инерције при покретању транспортера (2.11.):

$$fF_p \geq (G_i + m a) k, \quad (2.11.)$$

Гдје је

- F_p - сила притиска терета,
- m - његова маса,
- a - убрзање при покретању и
- k - коефицијент резерве.

Из претходног обрасца произилази да се сила притиска рачуна по обрасцу (2.12.):

$$F_p \geq k(G_i + m a): f \quad (2.12.)$$

Даљи поступак прорачуна ових транспортера је истовјетан оном за обичне транспортере са тракама који се приказује у наредним поглављима. За савладавање великих нагиба и вертикални транспорт успјешно се користе специјални транспортери са преградом, слика 19. Преграде су вулканизирани за равну траку или учвршћене завртњевима. Таласасте бочне ивице имају висину 400 - 630 mm. Са вертикалним транспортерима савладава се: висина до 250 m; капацитет до 1500 t/h, са траком ширине 1200 mm и брзине 4 m/s и комада крупноће до 300 mm. Главне предности двотракастих транспортера су: континуални транспорт по врло сложеној траси, једноставност утовара и истовара, врло мала потрошња енергије - скоро само за дизање корисног терета - мали смјештајни простор. Ограничавајући фактор њихове веће употребе је прекидна чврстоћа траке и знатно повишена цијена набавке у односу на стандардну конструкцију транспортера.

Спцифичност прорачуна

Ако са q_k и q_{pt} - означимо масу корисног терета на погонској траци и сопствену тежину притисне траке, а са f и f_t коефицијент трења између погонске траке и терета и притисне траке и терета - до клизања терета наниже неће доћи ако је испуњен услов (2.13):

$$[q_{pt}f_{pt} + (q_k + q_{pt})f] \cos \lambda \geq q_k \sin \lambda \quad (2.13.)$$

одакле се добија угао нагиба транспортера (2.14):

$$tg \lambda \leq f + \frac{q_{pt}}{q_k} (f + f_{pt}) \quad (2.14.)$$



Слика 2.20: Примјер употребе транспортера за савладавање великих нагиба-НАС

Из последњег обрасца произилази да угао нагиба транспортера може бити утолико већи - уколико f_{pt} и q_{pt} имају веће вриједности. Користећи овај образац, може се одредити маса притисне траке (2.15.):

$$q_{pt} \leq \frac{q_k(tg \lambda - f)}{f + f_{pt}}, N \quad (2.15.)$$

која расте са порастом q_k и A . Највећа вучна сила која може бити предана притисном траком преко терета на погонску траку дужине L износи (2.16.):

$$W_{pt} = q_{pt} L f_{pt} \cos \lambda, N \quad (2.16.)$$

Да би притисна трака, напуштајући повратни бубањ, слободно налегала на терет, треба да је на том мјесту што мање затегнута. Ако усвојимо да ту не постоји затезна сила, и занемаримо безначајне отпоре по ваљцима при кретању притисне траке наниже, наилазно и силазно напрезање износиће:

$$S_n = q_{pt} g (\sin \lambda \div f_{pt} \cos \lambda) L, N \quad (2.17.)$$

$$S_s = q_{pt} g (\sin \lambda - w \cos \lambda) L, N \quad (2.18.)$$

где је

- w - укупни коефицијент отпора кретању траке преко ваљака на силазној страни.

Код притисних трака са увулканизираним мрежама, кликама и свеобухватни угао траке око бубња не може бити већи од 180° .

Прорачун носеће траке врши се методом контурних напрезања при чему, код носечих ваљака, отпор кретању обухвата обе траке и отпор' вучи терета. Укупно напрезање носеће траке умањује се за напрезање проузроковано притисном траком, чија вредност се одређује по обрасцу (3-8).

Ради повећања дејства притисне траке, уз њу се вјешају, помоћу привулканизованих прстенова, као задржачи: одсјечци ланаца, алке, куке или други облици који повећавају притисак траке и коефицијент трења између ње и терета.

Битна предност транспортера са задизачима материјала и са притисном траком је могућност примјене за материјале различитог гранулометријског састава и за релативно високи капацитет при врло великим нагибима транспортне путање.

2.3. ПРЕДНОСТИ И НЕДОСТАЦИ ТРАКАСТИХ ТРАНСПОРТЕРА

Добре стране транспортера са тракама су:

- континуалан транспорт јаловине на одлагалиште, а сировине до сепарација и флотација,
- капацитет се креће у врло широким границама од неколико тона до 25.000 t/h,
- могућност савлађивања великих успона 15-22° (са специјалним конструкцијама траке и до 35°-50°) и падова до 16°,
- могућност брзог постављања по неравном терену, брза монтажа и демонтажа, једноставно
- опслуживање са неколико пута мањим бројем запослених него код цикличног транспорта,
- брза надокнада већих инвестиционих улагања због знатно мањих експлоатационих трошкова,
- знатно повољнији однос тежине корисног терета према сопственој тежини средства, релативно ниска потрошња енергије због малих коефицијената отпора кретању вучног органа и непостојање преоптерећења рада електромотора- континуалан рада без великог броја покретања постројења;
- транспортери не стварају много буке, прашине, сигурни су и врло поуздани у раду, уз напомену
- да су последице хидрауличног транспорта, еколошко најпогодније транспортно средство,
- могућност потпуне механизације и аутоматизације производног процеса и максимално коришћење капацитета.

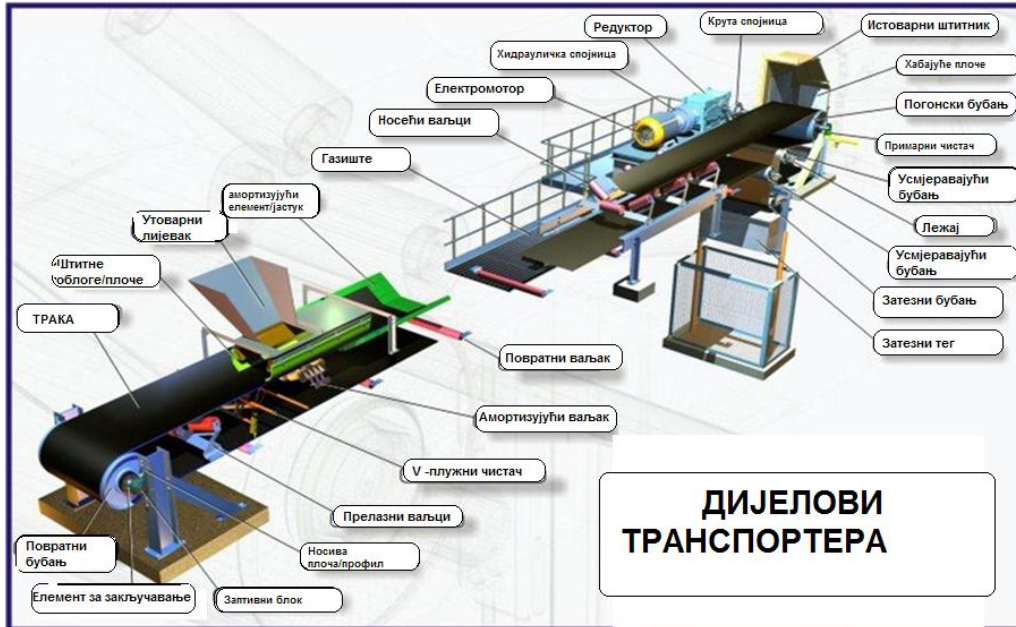
Недостаци транспортера са тракама:

- лимитирана величина нагиба трасе код конвенционалног транспортера због малих углова трења;
- између гумене траке и материјала који се транспортује;
- тешко се могу примјетити при експлоатацији лежишта сложеног залегања, при потреби селективног откопавања и транспорта различитих асортимана ископине;
- зависност рада од климатских услова и љепљивости материјала;
- заустављање цијеле линије због квара једног транспортера;
- ограничена крупноћа комада које трака може да прихвати (150-200 mm за уске и 300-400 mm за широке траке);
- при транспортовању абразивних материјала брзо хабање и оштећење траке, што је проблем због високе набавне цијене траке (вијек траке отприлике у рудницима угљева је 2-4 године);
- велики број претоварних мјеста, погонских и затезних станица код велике дужине транспорта;
- потреба допунских средстава и постројења за допрему машина, уређаја и опреме за рад на коповима;
- велика инвестициона улагања.

3. КОНСТРУКТИВНИ ДИЈЕЛОВИ ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ

3.1. ОПШТА КОНСТРУКЦИЈА ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ

Тракасти транспортер најопштије се може описати као транспортни уређај који помоћу бесконачне траке преноси робу између двије тачке.



Слика 3.1. Анатомија транспортера
(<https://instrumentationforum.com/t/belt-conveyor-principle/3710>)

Транспортер са траком састоји се од еластичне бесконачне траке, чланака носеће конструкције са ваљцима на носећој и повратној страни траке, затезне и погонске станице, у којој се налазе погонски бубњеви, Слика 3.1. У састав овог транспортера могу да уђу и уређаји за утовар (утоварни лијевак) и истовар терета, уређаји за чишћење траке, а такође и опрема за аутоматско управљање и контролу рада једног транспортера и читаве транспортне линије. Транспортери са траком имају следеће двије најбитније особине:

- **Часовни капацитет** - који се при транспорту расутих терета креће у врло широким границама од неколико тона до неколико хиљада тона (најефективнија постројења савладавају капацитете и до пар десетина хиљада тона на час) ;
- **Дужина транспортера** са траком - која може бити од неколико десетина метара до пар десетина хиљада метара.

Транспортне **путање** могу бити хоризонталне или под нагибом са транспортом терета навише или наниже. Максимални угао нагиба путање ограничен је клизањем или просипањем материјала дуж траке услед дејства силе теже. Угиб између ваљака и савијање траке на ваљцима доприносе клизању и просипању терета па угао нагиба путање треба да буде нешто мањи од угла трења материјала на траци. Транспортери са траком могу имати праволинијску и криволинијску трасу са вертикалним конвексним или конкавним кривинама. Код **конвексних кривина трака обавија усмјеравајући бубањ или слог ваљака**, а код **конкавних трака налијеже на ваљке**. Радијус конкавне кривине мора имати одређену величину да услед затезања траке не би дошло до њеног издизања, односно одвајања од ваљака.

3.2. ТРАНСПОРТНЕ ТРАКЕ

3.2.1. Класификација и опис текстилних трака

Транспортна трака је еластични дио транспортера који се састоји од језгра (каркаса) и гуменог омотача. Представља практично носиви/радни дио транспортера.

Језгро обавља све примарне функције траке, прима све силе које дјелују на траку, апсорбује динамичке ударе и обезбјеђује потребну еластичност.

Гумени омотач штити језгро од механичких оштећења, дејства атмосферичких и биолошког разарања. Између уложака налазе се гумени процлојци, дебљине 0,2 - 0,3 mm, који повећавају еластичност траке. Језгро од уложака и прослојака добија се вулканизирањем да би се исто обложило гуменим омотачем такође вулканизирањем.

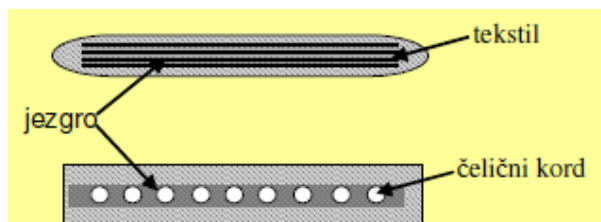


Слика 3.2. Транспортна трака

Дебљина уложака, који дају чврстину траци као и дебљина гуменог омотача су различите и зависе од намјене транспортне траке, врсте и карактеристика материјала који се транспортује и елемената транспортне путање. **Дебљина траке**, број и квалитет уложака, као и квалитет траке, одређују се у зависности од потребне вучне силе и напрезања на савијање око погонског бубња.

Језгро - Према врсти материјала од којих је израђено **језгро транспортне траке**, слика 3.5., се дијеле на:

- траке са језгром од текстилних уложака – имају назив и „ткане“ траке а оне се дијеле према врсти материјала од којих се језгро ради: памучна предива, полиамид, полиестер, рејон, најлон, арамид,
- траке са језгром од челичних ужади – постоји назив и „ужетне“ и састоје се од више паралелно постављених ужади у гуменом слоју,
- металне траке – гдје је језгро израђено у облику: челичног лима, челичних жица или челичних плочица (чланкасте траке).



Слика 3.4. Основне врсте израде језгра траке

Подужна влакна чине основу, а попречна потку траке. Најбитнија особина уложака је чврстина на кидање која се даје за основу и потку. Из потребе задовољавања различитих производних захтјева и услова рада транспортера могуће је језгро поставити у пресеку траке на различите начине, слика 3.5.:

- паралелни улошци и заштита - за транспорт абразивних материјала
- степенасто постављени улошци са ојачаним ивицама траке - ако се тражи већа попречна еластичност и амортизација удара од крупних блокова,
- затворени и спирално увијени улошци – траке отпорне на раслојавање,
- монолитно ткани каркас - има велику чврстоћу, отпоран је према хабању, не раслојава се, добро подноси ударе крупних комада при утовару, еластичнији је и подобнији за мање пречнике бубњева. Недостаци су му отежано настављање траке и оправке већих оштећења.

Могуће је израђивати и додатна специјална ојачања трака за радне услове који захтјевају заштиту од абразивних материјала и при потребама велике носивости трака.

Траке треба да имају:

- велику уздужну чврстину и еластичност ради савијања преко ваљака и око бубњева,
- попречну еластичност ради потпуног налегања на носеће ваљке и савлађивања њиховог бочног нагиба,
- мало истезање,
- малу хигроскопност,
- велику отпорност на хабање од врло абразивних материјала и пробијање од крупних комада, малу сопствену тежину,
- високу отпорност на труљење итд.

Траке ткане од синтетичких материјала масовно се примјењују због велике чврстоће основе, отпорности према труљењу и еластичности те омогућавају нагиб бочних ваљака до 45°. Ради повећања затезне чврстоће траке и отклањања неравнојерне расподјеле затезне силе по улошцима, новији типови трака имају слојеве, један или два, састављене од више уложака, слика 3.5.

У САД, Јапану, Немачкој, Енглеској, Француској итд израђују се широки асортимани трака за различите експлоатационе услове. Велику примјену имају траке израђене од полиестерних и полиамидних влакана као и траке од комбинованих материјала (основа од једног а потка од другог). У Енглеској се израђују комбинована платна од памука и најлона, од терилена и памука, од рејона и најлона итд.

Наведени синтетички материјали битно се разликују по неким особинама. Полиестер се мање истеже од полиамида, изузетно је отпоран на хабање и савијање. Има малу отпорност према ударима. Полиамид (најлон, перлон) је отпорнији на ударе и савијање, знатно се више истеже односно има велику издржљивост на истезање. Једино арамид има неутралне особине на магнетна и електрична поља, односно не варнички па се може примјенити у било којим условима.

Највећу затезну силу могу поднијети синтетички улошци од арамида (високоароматичних полиамида). Његова влакна, или комбинована са полиамидом, имају више предности у односу на остала синтетичка влакна, као што су: већа затезна чврстоћа, знатно мање истезање, већи отпор резању, већа еластичност - па знатно боље подносе динамичке ударе, омогућавају употребу бубњева мањих пречника, односно знатно јефтиније погонске станице. Главни су им недостаци запаљивост, корозивност, знатно већа и висока цијена У табели 3.1.-Прилог 3 наведене су неке најбитније особине текстилних трака из које се може видјети да арамидна влакна имају истезање и силу кидања скоро као челик. Већина произвођача има своје палете производа и дају основне карактеристике трака. У табелама 3.2. и 3.3.- Прилог 3 дати су подаци о прекидним чврстоћама трака са стандардним вишеслојним језгом и трака са монолитним улошцима, произвођача РЕМА ТИР ТОР.

Током рада трака је изложена **трајном и еластичном истезању** а при прекорачењу максималног напрезања на кидање настаје прекид траке. Трајно истезање зависи од дужине трајања вучног напрезања а еластично од еластичности траке. Трајно истезање се отклања скраћивањем траке, а еластично затезањем. Обје врсте истезања могу се назвати **радним истезањем**. Највеће истезање имају синтетичке траке, па њихови затезни уређаји имају знатно дужи ход, у односу на траке израђене од других материјала, нарочито код дужих транспортера.

У табели 3.3.а – Прилог 3 су дате уобичајене вриједности истезања трака у зависности од врсте материјала каркаса.

Гумени омотач траке - Прослојци између уложака побољшавају амортизациона својства траке, повећавају чврстину везе између уложака, спријечавају раслојавање траке, штите улошке при оштећењу омотача, умањују неравномјерност расподеле вучне силе итд. Битан фактор, који утиче на радни вијек траке, је отпорност на хабање. Дефинише се јединицом cm^3/kWh утрошене енергије. Интензитет хабања, углавном, зависи од квалитета омотача, особина тетета, брзине траке, начина утовара и истовара итд.

Цијена омотача зависи од дебљине и квалитета. Дебљина омотача зависи од гранулације, тежине, абразивности и начина утовара ископине на траку. Омотач је квалитетан ако издржи колико и улошци. У зависности од радних услова и намјене примењују се омотачи различитих својстава - обични израђени од обичне, нормалне, гуме и специјални: антиабразивни, ватростално отпорни, електростатички отпорни (за спријечавање варничења) хемијски отпорни итд. За постизање ових особина обичној гуми додају се одговарајуће компоненте.

Трака је основни, најскупљи и најкраткотрајнији дио транспортера. Њена цијена износи скоро половину цијене сјелокупне опреме транспортера и из тог разлога правилан избор траке и цијене одређује постројења економске ефективности њене примјене. Зато велики значај има правилан избор конструкције траке која омогућава њен што дужи радни вијек. Према облику гуменог омотача траке се дијеле на:

- траке са глатким омотачем, за нагибе до 22° и
- траке са рељефастим (обликованим) омотачем за веће нагибе.

Стандардни типови гумених омотача (DIN 22 146)

- X – за транспорт абразивних, угластих и крупнокомадастих материјала;
- Y – за транспорт абразивних, угластих, ситно и средње комадастих материјала;
- W – за транспорт средње абразивног растреситог материјала.

Омотачи за посебне намјене:

- K – отпостност на запаљивост и статички електрицитет;
- G – отпостност на уља и масти;
- R – отпостност на високе температуре;
- T – отпостност на ниске температуре.

У табелама 3.4 , 3.5 , 3.5а , 3.5.б и 3.5в – Прилог 5, су дате особине омотача траке према врсти материјала који се транспортује, условима рада, ознаке омотача према врсти каркаса и др.

Квалитет гуме је веома битан фактор приликом избора конструкције траке. Поред тога радни услови су пресудни. Нпр компанија Bridgestone даје препоруку да би коефицијент трења требао бити 0,2 за влажну и пралву радну средину за разлику од уобичајение вриједности од 0,35. Компанија Stevens Adamson усваја параметре који указују да ставрни коефицијент трења треба бити 0,5 - 0.6 али 0,35 се користи ради омогућавања стартног обртног момента.

Квалитет гуменог материјала , како за траке тако и за потребе облог бубњева се исказује према тврдоћи и типу гуме као и од услова радне средине. Стандардна гумена облога иа тврдоћу 55 *shor* и то претпоставља некакав стандардни избор , мада неке копманије које производе траке инсистирају на много тврђим материјалима 65-70 *shor* ради дужег вијека експлоатације. Комапнија Rema Tip Top користи гуму тврдоће 65 - 70 *shor* код веома великих погона а код мањих транспортера то иде и испод 50 *shora*.

Табела 3.1. Тврдоћа и коефицијент трења гумене облоге према неким произвођачима

	Тврдоћа по Shore	Суво	Влажно	Влажно и прљаво
Rema Tip Top	50 - 55	0.4 - 0.35	0.35	0.25 - 0.3
Linatex	60	0.6	0.8	0.4

Мекша гума са већом кохезијом се користи ради издржавања већег интерног смицања и спречавања кидања намећу употребу. Дебље облоге се раде у фабричким слојевима ради превенције унутрашњег цијепања приликом покретања и обухватања бубњева.

Закључци који се могу донијети везани за избор гуме у конструкцији траке су:

- Познате и препоручене табеле појединих произвођача се морају користити веома пажљиво. Пажљиво прегледање особина материјала који ће се користити и услова под којим транспортер ради. Није довољно само обраћати пажњу на “фактор погона” у каталогу који се користи,
- Параметри и вриједности према СЕМА, Bridgestone, и др, су конзервативни и они преферирају на усвајању већих фактора у циљу редуковања истезања траке,
- Материјали као Linatex су доступни и имају много веће вриједности него што се иначе усвајају, али је питање набавне цијене још увијек предмет посебне техно-економске анализе.
- Ако се усвоје премале вриједности за одређене услове рада, или се пак не узму у обзир радни услови, проклизавање траке/погона може узроковати озбиљне проблема и кварове.

Дебљина облоге зависи такође и од других утицаја у односу на дужину траке, или пак броја циклуса у јединици времена-циклус/min. У табели 3.4.-Прилог 3 се дају основне минималне дебљине горње облоге за траке у односу на крупноћу материјала а табели 3.5.-Прилог 3 су дате препоручене мјере за облоге и квалитет за различите материјале и крупноћи материјала.

Мјере доње облоге

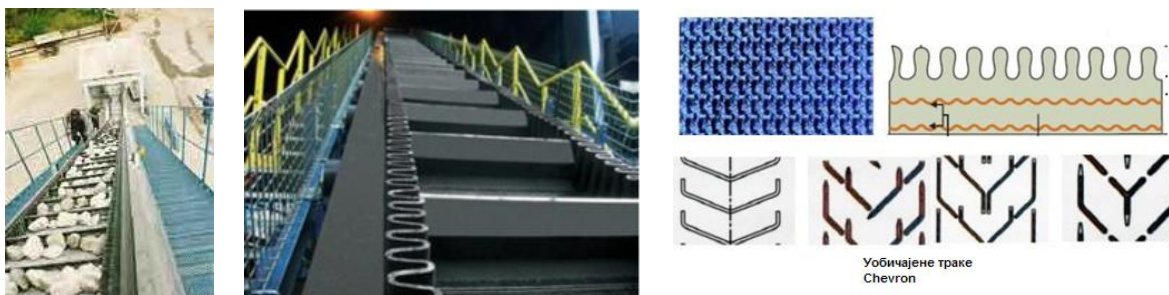
Препоручене мјере доње облоге, код већине произвођача, су:

- Траке ширине до 750 mm1,6 mm
- Ширина траке ≥ 750 mm.....1,6 то 2,5mm

Напомена: ако се приликом коришћења траке уоче учестали кварови и интензивно трошење облоге треба узети веће мјере. Недостатак употребе таквих емпиријских података може бити да превелико трошење приликом поврата траке, или лошије/нестандардно одржавање указују на потребу коришћења већих мјера мада би се то могло ријешити унапријеђењем одржавања, чишћења и сл. У сваком случају треба спријечити и смањити трошење траке и побољшати одржавање исте.

За савладавање већих нагиба путања од 26° израђују се траке са обликованим (рељефастим) носећим омотачем ради повећања трења између ископине и материјала, односно за подупирање материјала, таласасте, бобичасте, ребрасте (за нагибе до 30°) траке са преградама и рубовима (за нагибе до 45°), слика 3.6.

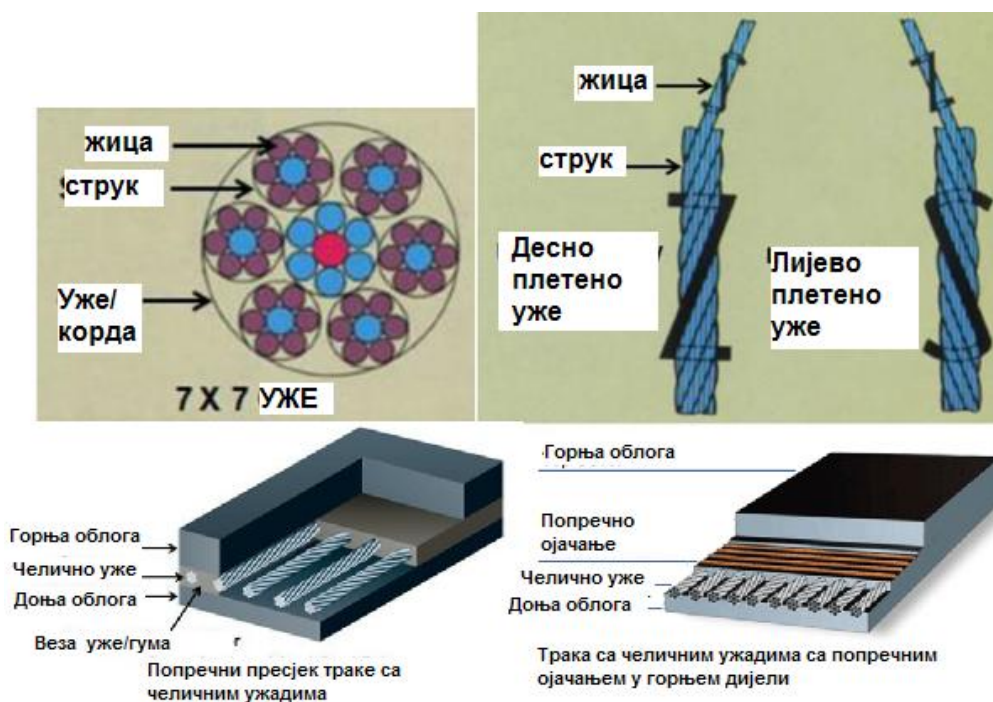
За савладавање већих нагиба путања од 26° израђују се траке са обликованим (рељефастим) носећим омотачем ради повећања трења између ископине и материјала, односно за подупирање материјала, таласасте, бобичасте, ребрасте (за нагибе до 30°) траке са преградама и рубовима (за нагибе до 45°), слика 3.6.



Слика 3.6: Трака са преградама и бочним ивицама, рељефасте, бобичасте

Транспортне траке са језгром од челичних ужади

За савладавање великих затезних сила израђује се каркас траке од паралелно постављених челичних жица (корди) или ужади у слоју гуме, слика 3.7. За транспорт ископине и крупнокомадастих материјала (руда и стијена) уграђују се и два текстилна улошка који се изостављају при превозу лакших, средњетешких и ситнијих терета (угљева, отквивке која се откопава багерима и сл). У зависности од њихове конструкције и намјене, масе овог типа трака и њихове прекидне чврстоће се наводе у табелама 3.6. и 3.7.-Прилог 3.



Слика 3.7. Попречни пресјек трака са каркасом од челичних ужади

Челична ужад се израђују од врло квалитетног челика, пречника жица 0,234-0,4 mm, пречника ужади 4,2--14,0 mm. Конструкција зависи од неопходне прекидне чврстоће и потребне дебљине траке па могу бити: 7x7x7; 7x19; 7x7x19; 7x37 (пречник жице, пречник ужета, дебљина/пречник каркаса). Ужад су поцинкована ради бољег пријањања гуме и заштите од корозије. Да би се трака добро центрирала, десно и лијево плетена ужад постављају се једно поред другог, слика 3.7. Она омогућавају велику затезну чврстоћу траке до 10.000 daN/cm ширине траке. Најзначајније конструкционе особине ових трака наведене су у табели 6.11.-Прилог 6.

Дебљина гуменог омотача износи 8-20 mm, па и до 30 mm, са носеће сиране и 8-16 mm са повратне стране. Траке с каркасом од челичних ужади добијају све већу примјену, нарочито за велике дужине транспортера, због њихове високе затезне чврстине. Све чешће се примјењују за магистралне транспортере због знатно дужег радног вијека (мин двоструки радни вијек), ради врло малог радног истезања, које омогућава јефтиније затезне станице, због задовољавајуће уздужне еластичности, која омогућава употребу бубњева мањих пречника, односно погонских станица мањих димензија и знатно

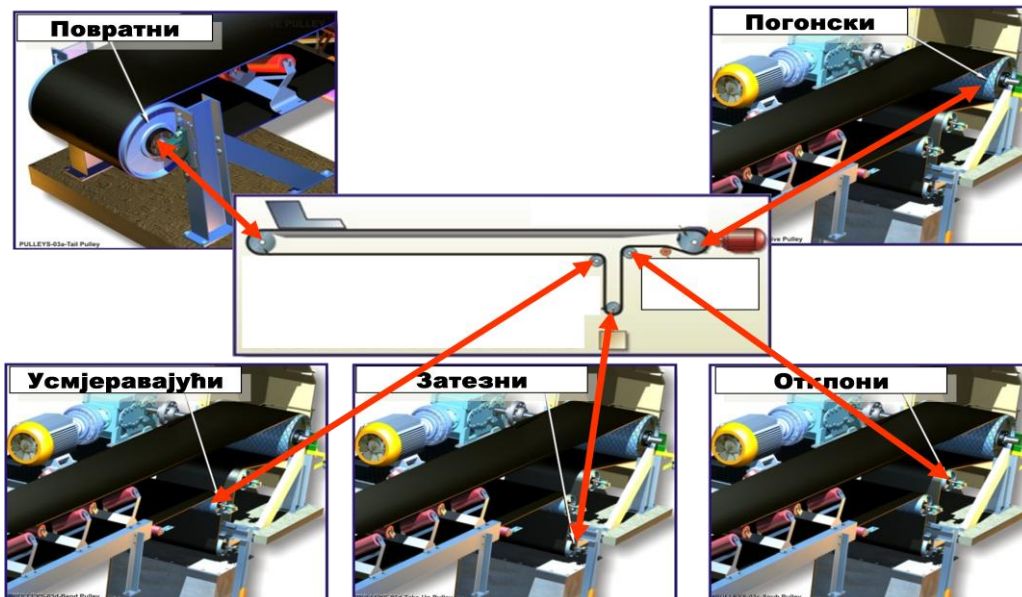
лакших, у односу на траке са тексилним улошцима. Ове траке имају и већу попречну еластичност од текстилних те бочни ваљци могу имати знатно веће нагибе (54° и више) који омогућавају знатно већи капацитет транспортера - под истим осталим условима. Битна њихова предност, у односу на текстилне траке, је могућност њихове контроле, без заустављања транспортера, различитим методама. За ову сврху у језгро се уграђују попречне еластичне жице или ужад мањег пречника. Њихов најбитнији недостатак је мала отпорност на резање металним предметима на утоварним мјестима - ако немају уграђену металну попречну заштиту, као код текстилних трака, или бар уграђене улошке.

3.3. БУБЊЕВИ

Бубњеве су дијелови транспортера са траком који предају вучну силу и усмјеравају кретање траке.

Основна подјела:

- погонски – врше пренос вучне силе на траку → покрећу траку
- гоњени – сви остали бубњеве на транспортеру → покреће их трака
 - повратне
 - затезне
 - отклоне
 - усмеравајуће



Слика 3.8.: Бубњеве на транспортеру

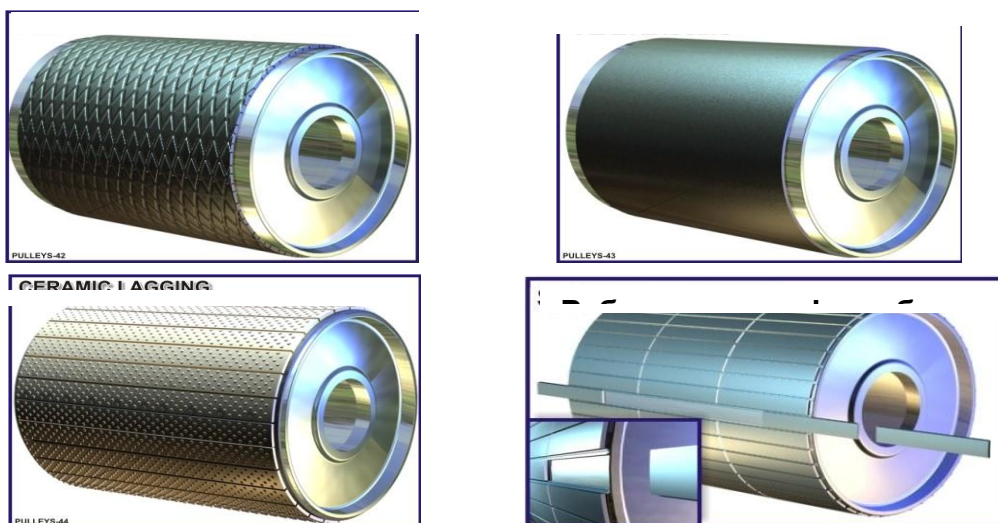
Погонски бубањ је, поред траке, практично други радни орган транспортера који преноси вучну силу са погонског мотора на траку. Најчешће се поставља на крају транспортера.

Уз погонске бубњеве, код сложеније конфигурације погона, постављају се **усмјеравајући бубњеве** ради усмјеравања кретања траке и повећања обухватних углова на погонским бубњевима.

Повратни бубањ поставља се на крају транспортера супротно ономе на којем је постављен погонски бубањ.

Бубњеве транспортних трака лију се од сивог лива или се варењем састављају од дијелова са омотачем од лива. Омотач бубња је цилиндричан или испупчен (бураст) да трака не би скретала према ивицама бубња. Пречник бубња зависи од броја уложака у траци а његова дужина од ширине траке. Око спољашње површине погонског бубња може се поставити додатна измјенљива облога ради повећања коефицијента трења између траке и бубња израђује се од специјалне гуме, или од траке, дрвета, метала, керамике и других материјала. Ефикасност примене облоге знатно се умањује

ако се она овлажи или запрља. Специјалне облоге са су приказане на слици 3.9. а рељефни омотачи имају делимичну способност самочишћења од блата и оцјеђивања воде кроз урезане жљебове.



Слика 3.9: Разни типови облога бубњева

Облога се учвршћује хладним лијепљењем, завртњима, закивцима. Најбољи начин учвршћивања је топлом вулканизацијом, али се тај поступак може вршити само у фабрикама. Око савремених бубњева обавија се гумена трака дебљине 8 или 11 mm и лијепи на хладно. Затим се по омотачу урезају жлебови. Све чешће се постављају фабрички израђени омотачи.

Тип облоге које се користе је специфициран на бази употребе, капацитету и захтијеваном вијеку облоге.

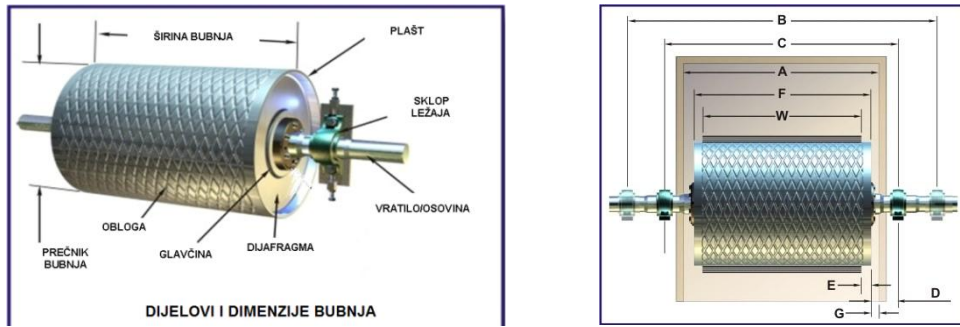
У основи тип облоге који се користи код транспортера са тракама је дат у табели

Табела 3.1. Тип облоге бубња код транспортера са тракама према врсти бубња

Локација бубња	Тип облоге		
	Дијамант са жљебовима	Обични	Без облоге
Погонски	X	X	
Повратни	X	X	X
Отклони/превојни		X	X
Затезни	X	X	
Усмјеравајући		X	X

У табели 3.8.-Прилог 3 су дате неке стандардне ширине траке и бубњева код већине произвођача, а у табели 3.9.-Прилог 3 вриједности коефицијената трења обложених и необложених бубњева, што указује на значај постављања облоге. Услови радне средине (влажни, суви, запрашени), гранулација и врста материјала (ситнозрни/прашинасти замашћени материјал смањује коефицијент трења).

Главни дијелови бубња су: вратило, лежишта, паоци, метални или гумени омотач/плашт. Израђују се и бубњеви са монолитним бочним странама - поготову код вакумских бубњева. У табели 3.10.-Прилог 3 су дате димензије и типична анатомија бубња, која показује растојање ослоних тачака код лежајева, растојање ослоних тачака на вратилу и др.



Слика 3.10: Главни дијелови и димензије бубњева

У ситуацијама када се материјал лијепа а уз то се ради о ситнозрном и абразивном материјалу могуће је направити одређене специјалне конструкције повратних бубњева, слика 3.10.а.



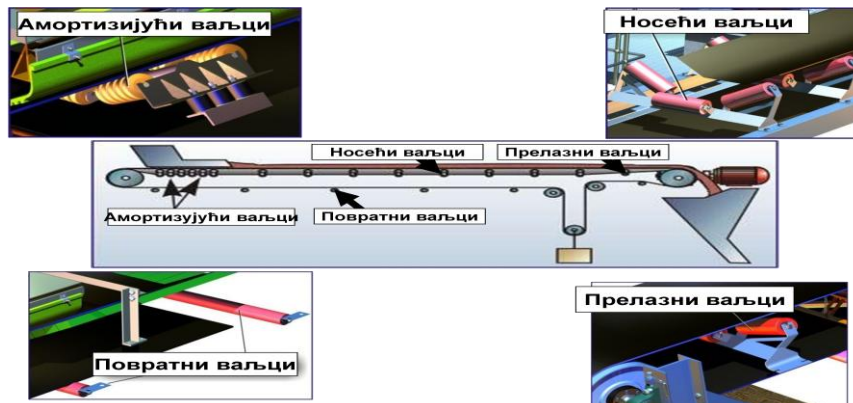
Слика 3.10.а Специјалне конструкције повратних бубњева

3.4. ВАЉЦИ

Ваљци транспортера са траком су уређаји који служе за ношење траке на читавој њеној дужини са теретом или без терета, као и за усмјеравање правца њеног кретања. Према намјени дијеле се на:

- обичне или носеће и
- специјалне ваљке.

Према броју носећих ваљака у слогу транспортери се дијеле на: равне, код којих један ваљак носи цијелу ширину траке и ослања се на два крајња лежаја, коритасте, са два, три и пет ваљака за траке ширине 2 m и више Трака налијеже на све ваљке и сви ваљци носе траку заједно са теретом. Ваљци могу бити израђени од челика, ливеног гвожђа, гуме, пластичних маса итд. Код слогова са три ваљка, најчешће су сва три ваљка једнаке дужине- слика 3.12. Ради равномјерног оптерећења ваљака, средњи ваљак може бити краћи или мало помјерен напријед у односу на бочне ваљке. Бочни ваљци имају нагиб 20 или 30°, а код широких трака 35° или 45°. Синтетичке траке и траке са каркасом од челичних ужади, због своје веће попречне еластичности, дозвољавају угао нагиба бочних ваљака од 30 и 35° - без штетних послједица за радни век и ужих трака. При транспорту лијепљивих материјала као што су глина, хумус, лигнит, и сл., на доње ваљке постављају се гумени дискови ради спрјечавања лијепљења за ваљке, чишћење траке и њеног мирнијег кретања.



Слика 3.11. Типови ваљака на транспортеру (према мјесту гдје се уграђују)

У зависности од начина учвршћивања за носеће конструкције, све врсте ваљака дијеле се на: фиксирание и еластичне, (висеће ваљке -гирланде), слика 3.12.

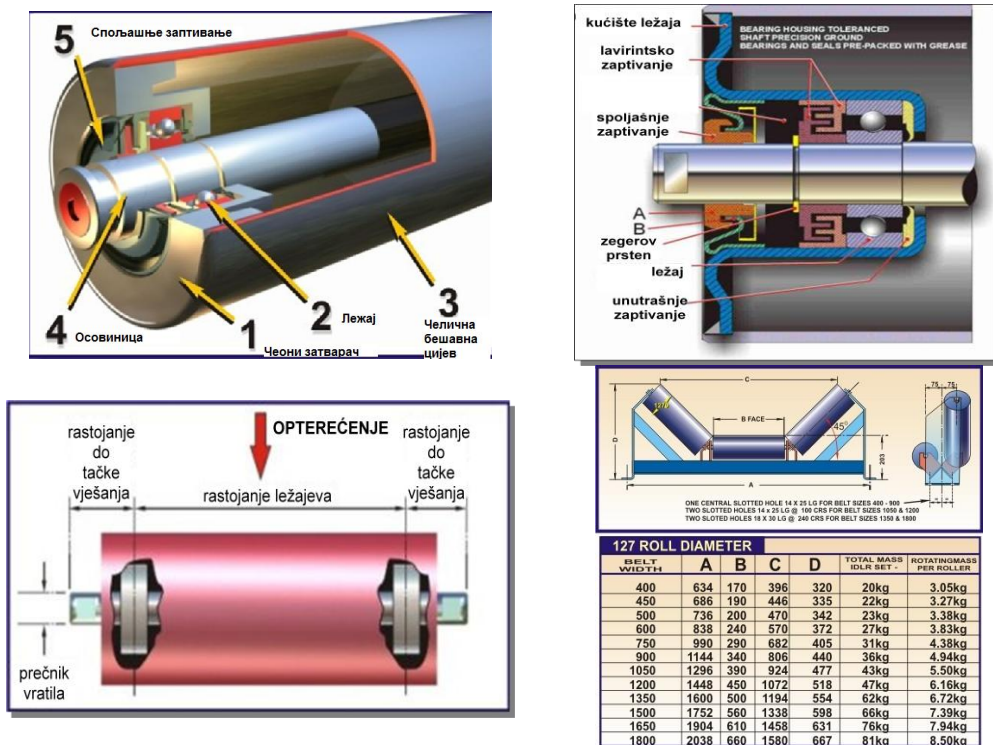
Конструктивно ваљак се састоји од бешавне цијеви, лежајног дијела, чеоног затварача, осовинице и спољашег заптивања, слика 3.13.



Слика 3.12. Типови конструкције фиксираних ваљака

У погледу подмазивања постоје два типа ваљака: ваљци са периодичним подмазивањем и ваљци у којима мазиво траје колико и ваљак. Код нових конструкција ваљака, њихова шупља осовина, са отворима за пролаз уља у лежајеве, испуњена је мазивом које траје око три године, односно не мијења се до генералног ремонта постројења. У задње време појавили су се ваљци од пластичних незапаливих маса са графито - пластичним лежајевима који не треба да се подмазују. Одликују се малом тежином и не подлежу корозији.

Према **врсти лежајева ваљци** се дијеле на ваљке са лежајевима котрљања (кугличне, ваљкасте и конусне) и лежајевима клизања. **Заптивање лежајева** може бити лабиринтско за велике брзине кретања, слика 3.13. помоћу заптивних прстенова за теже услове рада и мале брзине и комбиновано. Главни циљ заптивања је спријечавање продирања прашине, влаге и блата у лежајеве. При избору мазива и начина заптивања настоји се да отпори окретању ваљака буду што мањи и да не зависе од временских прилика. Најчешће је у примјени комбиновано заптивање лавиринт-заптивни еластичним прстеновима. Треба подвући значај тачности израде и монтаже лавиринта, који при малим зазорима мора имати минимални отпор ротирању ваљака (најмања потрошња енергије). При доброј изради лавиринтског заптивања лежајева може се обезбиједити рад лежајева за 3 - 4 године без замјене мазива и њиховог чишћења.



Слика 3.13. Конструкција и основне димензије ваљака

Еластично учвршћивање ваљака омогућава:

- помјерање носећих ваљака у вертикалној и хоризонталној равни, чиме се ублажавају динамички удари материјала о ваљке;
- прилагођавање облика корита терету и оптерећењу;
- смањење отпора кретању траке;
- продужење радног века траке и ваљака;
- смањење просипања терета и умирење хода траке.

Ова својства омогућавају транспорт крупнокомадастих комада чврстих стијена и руда величине све до 500 mm. Утовар таквог терета са веће висине омогућава примјена **амортизационих ваљака**, са гуменим прстеновима, који су међусобно еластично повезани, слика 3.12. у слог зглобним спојевима. Битна предност ових ваљака у односу на фиксиране, поред истакнутих, су и следећа: мање хабање траке, боље центрирање, мања тежина, замјена оштећених ваљака у гирланди могућа је и за вријеме рада транспортера, гирланде објешене о ужад раде са врло мало буке. Слободан распоред слогова носећих ваљака на носећим ужадима омогућује кориговање угиба траке, а тиме и обезбјеђење мирног рада без трзања.

При анализи података на интернет страницама инсотраних произвођача уочавају се следеће опште тенденције за усавршавање ваљака: строга стандардизација носача, ваљака и основних монтажних димензија чланака; израда задовољавајућих начина заптивања лежајева ваљака, продужење њиховог радног вијека и упрошћење употребе путем преласка на примјену пуњења са дуготрајним подмазивањем; примјена еластичних и висећих ваљака са шарнирним везама осовина ваљака. Развијене индустријске земље израђују за сваку ширину траке 2 - 3 типа ваљака, са 2 - 3 израде (лаке, средње и тешке) који се примјењују у зависности од насипне тежине материјала и услова рада. Стандарди ISO, DIN, JUS и др. дефинишу карактеристике глатких (G), обложених (F), амортизационих (A) и повратних ваљака са дисковима (D). При изради ваљака настоји се да буду што јефтинији, дуготрајнији, да имају што мањи пречник и тежину. При смањењу пречника несмије се претјеривати јер се његовим смањењем долази до пораста отпора кретању траке. Пречник се бира у зависности од брзине и ширине траке, погодности монтаже, начина подмазивања и заптивања.

Према конструкционим својствима све врсте ваљака могу се сврстати у следеће главне групе: глатке ваљке са лименим омотачем, ваљке са гуменим прстенастим и монолитним гуменим омотачем и ваљке са гуменим дисковима.

Ваљци са монолитним омотачем и гуменим прстеновима примјењују се на мјестима утовара и претовара ради ублажавања динамичких удара материјала, нарочито крупних комада, и при великој висини претовара. Гумена облога навлачи се на глатки ваљак стандардног пречника те се добија гумирани ваљак првог већег стандардног пречника.

Специјални ваљци дијеле се на **усмјеравајуће (центрирајуће)** који усмјеравају кретање траке, **амортизационе** и **прелазне**, на којима се трака постепено исправља у хоризонталан положај и наводи на повратни бубањ и **ваљке за чишћење транспортне траке** код бубњева - обложене дисковима од меке гуме. На утоварним и претоварним мјестима је најинтензивније хабање траке и њено најчешће оштећење и пробијање услед динамичких удара крупних блокова чије се дејство знатно ублажава и неутралише примјеном добрих амортизера од гуме, челика или њихових комбинација. У том циљу израђују се амортизациони ваљци различитих конструкција: висећи са гуменим омотачем, фиксирани са опружним амортизерима, висећи са гуменим прстеновима и опружним амортизерима или без њих.

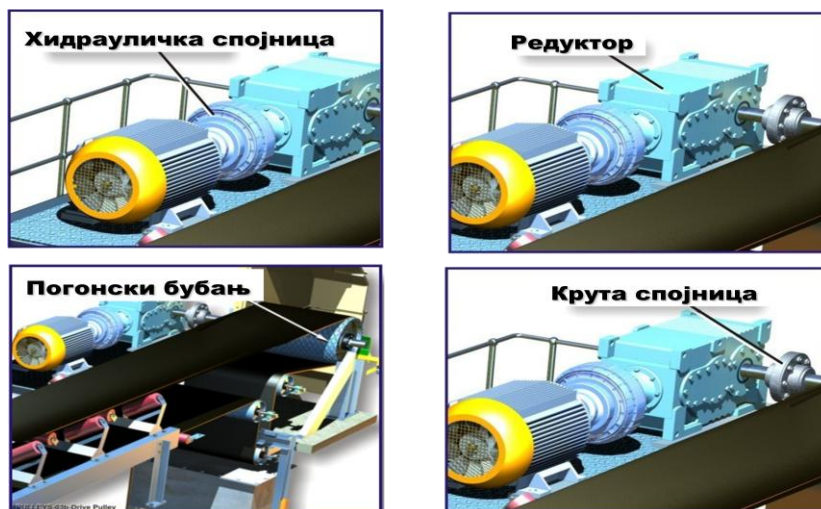
3.5. ПОГОНСКА СТАНИЦА

Погонска станица је део транспортера са траком који обухвата дијелове неопходне за остваривање вучне силе и кретање транспортне траке. Састоји се од једног или два погонска бубња, слика 3.14, носеће конструкције, електромотора (којих може бити 1, 2 и 3) редуктора, спојница. Поред тога на погонској станици могу бити и кочиони уређаји, уређаји за центрирање траке и спречавање кретања назад као и уређаја за чишћење транспортне траке и бубњева; усмеравајући бубњеви, а код неких постројења и притисни уређаја за повећање вучне силе.

Према врсти радног органа погони се дијеле на:

- погоне који стварају вучну силу на принципу трења - код којих је радни орган погонски бубањ;
- погоне код којих се вуча остварује помоћу вучне ужади - код којих као радни орган служе ужетњаче;
- погоне који преносе вучну силу помоћу озупчења - код којих као радни орган служи зупчасти точак, односно ланчаник.

У овом уџбенику се описује класична погонска станица транспортера са траком са погонским бубњем. Према режиму рада разликују се: кочиони погони (при транспорту терета наниже под великим нагибом) и вучни погони.



Слика 3.14. Погонска станица транспортера

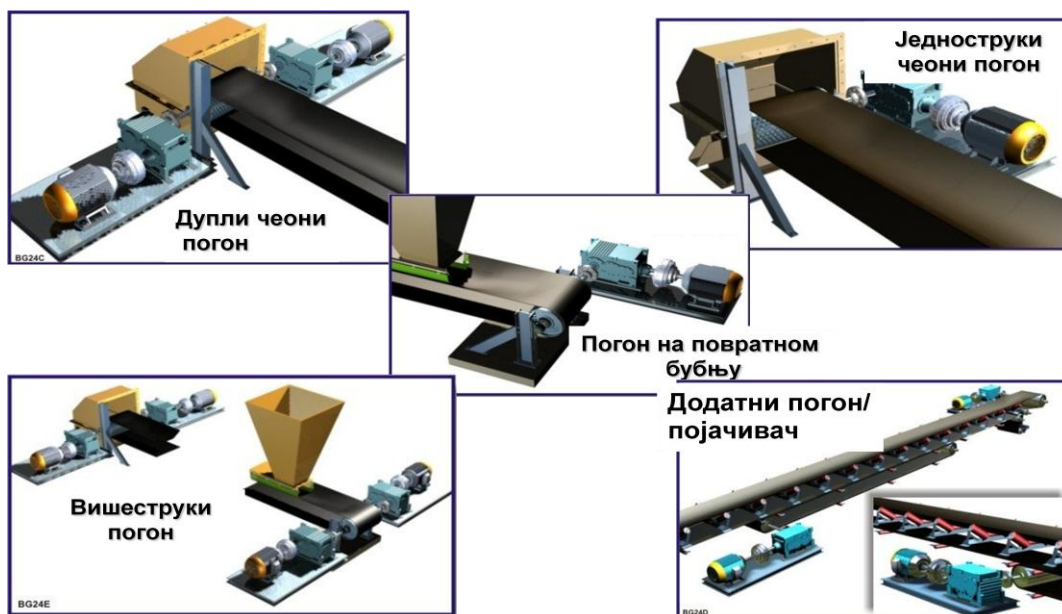
Према броју бубњева и карактеру њихове везе дијеле се на једнобубањске и вишебубањске погоне.

Погонске станице према начину преноса вучне силе се дијеле на обичне и специјалне. Код обичних вучна сила се преноси на рачун притиска траке због њеног затезања. Специјалне погонске станице имају и допунске уређаје за повећање притиска траке на бубањ помоћу: притисних ваљака, притисних трака и др. Двобубањске погонске станице могу бити са крутом кинематичком везом, диференцијалним редуктором и са самосталним електромоторима. Код двобубањских погона, оба бубња могу се покретати са два мотора повезана са једним вратилом, као и код једнобубањског погона, слика 3.15, или се сваки бубањ покреће самосталан мотором.

Редуктори транспортера са једнини погонским бубњем могу бити повезани са вратилом бубња еластичном или крутом спојницом са прирубницом

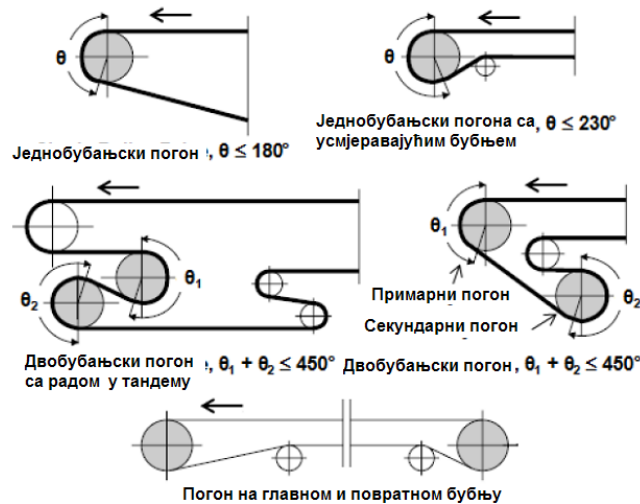
Еластичне спојнице добро штите лежачеве погонског вратила и редуктора од превременог хабања или хаварије, јер успјешно пригушују ударе и вибрације, подносе не само толеранцију при изради и монтажи, већ осигуравају пренос снаге и код асиметричности вратила коју може настати услед тоњења темела. Еластични гумени улошци лако се и брзо замјењују. Између редуктора и погонског мотора, при покретању транспортера, због знатно већег обртног момента него при нормалном раду, могу се примјенити само еластичне спојнице за снаге изнад 15 kW. Само код мотора мање снаге може се одустати од еластичне спојнице. Чешће од еластичних спојница примењују се клизне спојнице (фрикционе, хидрауличке или електромагнетске). Примјеном клизних спојница омогућава се дужи период покретања при пуштању у рад, а самим тим умањује се дејство динамичких оптерећења на траку, мотор и преносни механизам.

Код транспортера са великим вучним силама примјењују се два мотора, најчешће једнаке снаге, ради типизације, на самосталним постолјима. Подједнако оптерећење мотора постиже се примјеном хидрауличких спојница мијењањем хидрауличког пуњења. Повољна расподела оптерећења постиже се и помоћу асинхроних мотора са клизним прстеновима који се употребљавају за снаге изнад 130 kW. За мање снаге примјењују се краткоспојни асинхрони мотори. Примјеном клизних прстенова, за изједначавање оптерећења на оба бубња, подешавањем отпорника, омогућава се да разлика у оптерећењима износи свега неколико процената. За покретање електромотора до 350 kW употребљава се струја ниског напона, а за веће инсталисане снаге високонапонска струја. Ако погонска станица нема довољну масу за њену стабилност треба је анкерисати. Анкери треба да имају најмање двоструку сигурност у односу на максималну статичку силу која дејствује у транспортеру. Ово важи и за затезну станицу.



Слика 3.15. Разни видови погона на погонским станицама

Савремене тенденције развоја конструкције погона су следеће: савлађивање великих брзина кретања $6 - 8 \text{ m/s}$ у појединим случајевима и више, повећање снаге мотора, примјена истих погона за различите ширине траке, могућност развијања више брзина код једног погона, широка примјена клизних спојница које омогућавају постепено пуштање у рад и изједначавање брзина кретања раздвојених мотора, примјена специјалних мотора са већим почетним моментима, примјена мотора са фазним ротором ради регулисања покретања снажних постројења, аутоматско регулисање брзине кретања траке у зависности од стварне производње, примјена сигурних омотача око бубњева са високим коефицијентом трења, а такође и других начина повећања коефицијента трења (који ће омогућавати повећање вучне способности погона и примјену једнобубањских погона) широка унификација погона и њихових појединих дијелова (пречника и димензија бубњева, лежајева, редуктора, кочница, итд.).



Слика 3.15.а. Начини конструкције погона

Принципијелно се погони могу ријешити на више начина а све у циљу рјешавања, односно повећавања вучне способности погонске станице, слика 3.15.а.

3.6. НОСЕЋА КОНСТРУКЦИЈА

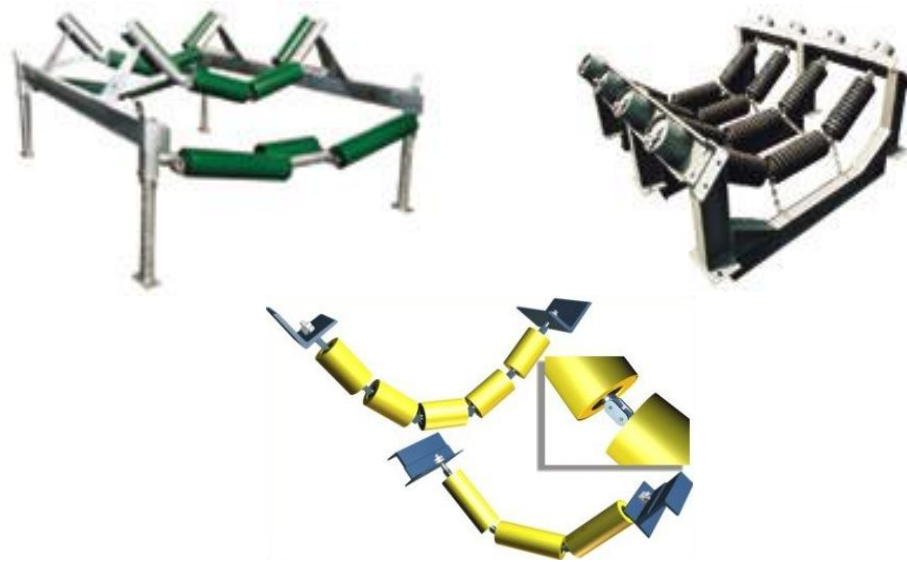
Носећа конструкција чини постројење монолитним и носи на себи ваљке оптерећене и повратне стране, траку, све врсте бубњева, каблова и све контролне и сигурносне уређаје. Код помјерљивих транспортера носећа конструкција има дрвене или металне понтоне или уређаје за помјерање по шинама. Помјерање транспортера са траком може бити попречно или подужно.

Све врсте носећих конструкција могу се сврстати у двије групе: носећа конструкција са рамовима за које су фиксирани ваљци и носећа конструкција са ужадима о које су обешени ваљци, слика 3.16. Носећа конструкција са ужадима је знатно јефтинија, једноставнија је за брзу монтажу, омогућава већу ефективност транспортера, мање отпоре кретању и мирнији ход траке. Уз то се неравнине путање не преносе непосредно на корито, већ се највећим делом амортизују ужадима; конструкција транспортера нешто је виша, па не захтјева непрекидно чишћење материјала испод траке. Тежина и цијена, по иностраним подацима, ове конструкције нижа је за 50% у односу на постројења са фиксираним рамовима, односно чврстом конструкцијом.

Чланци су изграђени од профилисаних челичних елемената, слика 3.16. Код снажних постројења користе се цјевасти елементи. Чланак има на оптерећеној страни 4 - 6 слојева носећих ваљака, а на повратној 1 - 2. Ако су два ваљка на повратној страни нагнути су под углом $10 - 12^\circ$, према унутрашњости, ради центрирања траке. Чланци се састоје од уздужних профилисаних челичних носача, вертикалних стубова са улежиштењима за повратне ваљке, попречних носача ваљака, који имају у постољу отворе за пролаз завртњева ради учвршћивања за уздужне носаче, и елемената везе. Код снажнијих транспортера уз стубове се постављају косници до уздужних носача. Чланци су стандардизовани. Ваљци не улазе у њихов састав јер се на исти чланак могу постављати различити типови ваљака.

Главни типови чланака означавају се словним ознакама (А - нормални чланак, В - скраћени чланак за кривине, С - чланак на претоварним и утоварним мјестима и D - ојачани чланак за снажне транспортере). Ове главне групе чланака се израђују у више подтипова, у зависности од броја носача и ваљака у слововима - што се означава бројним ознакама. Дефиниција чланка садржи 4 ознаке: словну - за тип чланка и три бројчане које одређују - број попречних носача на чланку и број ваљака у стогу - на оптерећеној и повратној страни (на пример, А532; В332; С532 и С552).

Чланци у транспортеру су размакнута међусобно за половину удаљености ваљака на оптерећеној страни и повезани, у циљу ефикаснијег уземљења цијеле металне конструкције, комадима ужади или ланаца који имају велики угиб. Њихове контурне димензије и маса, за фиксиране ваљке, зависе од мјеста уградње. Нормални чланци дугачки су 4 - 8 m - у зависности од броја слогова ваљака на оптерећеној страни транспортера и њиховог међусобног растојања. На исти тип нормалног чланка могу се поставити 5 слогова за лакши материјал и 4 слога за тежи материјал. Скраћени чланци су најчешће дупло краћи. Прелазни чланци, испред повратне станице, у кривини, а нарочито коси чланци испред погонске станице, имају различите габарите. Коси чланци, због велике дужине, израђују се у сегментима. Сви прелазни чланци омогућавају постепено свођење максималних њихових димензија на димензије нормалног чланка.



Слика 3.16: Типови носеће конструкције

3.7. УРЕЂАЈИ ЗА УСМЈЕРАВАЊЕ ТРАКЕ

Транспортна трака правилно се креће по ваљцима ако су уздужне осе постројења и траке поклапају. Правилно кретање транспортне траке омогућава њен дужи радни вијек и спријечава просипање терета, слика 3.17. Међу најважније узроке који изазивају укошавање траке и њено напуштање ваљака спадају:

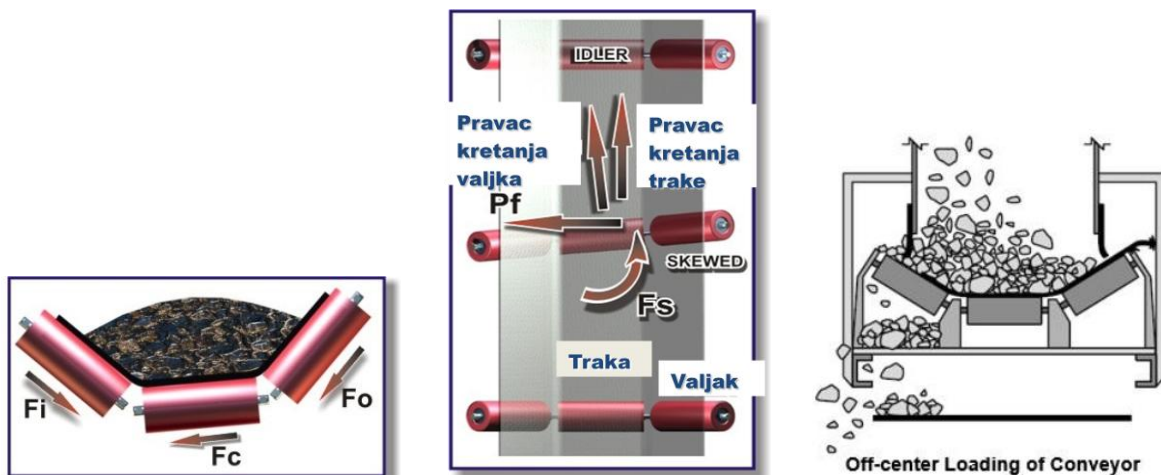
- нагнутост чланака, средњи ваљак није хоризонталан;
- неисправан положај, односно укошеност носеће конструкције ваљака и бубњева;
- технички недостаци код уређаја за вођење и усмјеравање траке;
- издизање траке из корита због малих радијуса кривина или недовољне оптерећености;
- несиметричан утовар и распоред материјала на траци;
- истовар терета са једностраним плужним истоварачем;
- заглављивање крупних комада између слогова ваљака и носеће конструкције;
- снажни удари вјетра;
- несиметрично налијепљен материјал на повратним ваљцима и повратном бубњу;
- неправилно изведено настављање траке;
- различита влажност појединих страна траке услед неравномерне оквашености траке;
- оштећеност омотача бубња, различита његова тврдоћа итд.

Узроци укошавања траке треба да се проуче и што прије отклоне, јер новомонтирани транспортер треба да има центрираност траке, укошеност ваљака и бубњева, разлике у положајима услед различите температуре при монтажи, недостатке наставка траке, односно све конструкционе и монтажне недостатке постројења. Тек након њиховог отклањања постављају се уређаји за правилно кретање траке.

Уређаји за усмјеравање траке конструкционо могу бити са:

- усмјеравајућим ваљцима,
- обрнуто постављеним коритастиим слогом

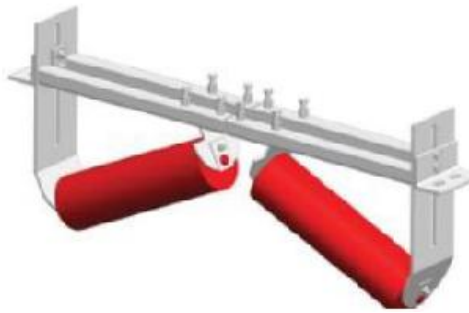
Усмјеравајући ваљци на оптерећеној страни постављају се са обе стране траке на мјестима гдје се очекује њено спадања са ваљака на растојању 100-150 m. Монтирају се са обје стране траке на крајевима слогова ваљака. Окрећу се око своје вертикалне или косе осе и управљају помјерљивим носачем који се налази испод корита ваљака, слика 3.19. При бочном скретању трака својом ивицом притиска усмјеравајући ваљак услед чега се сви ваљци помјерају унапријед том страном и потискују траку према центру. Да би се спријечило хабање укошене траке, при пуштању траке у рад, на растојању од 100 m код нестационарних и 200 m код стационарних трака, уграђују се уређаји за осигурање правог кретања траке. Њихови вертикални ваљци међусобно су повезани полугама, помоћу којих се може подешавати њихов размак. При укошавању трака својим ивицама обрће неки од тих ваљака, а ваљак преко система полуга, малог витла за стоп уже и прекидача искључује мотор и зауставља транспортер.



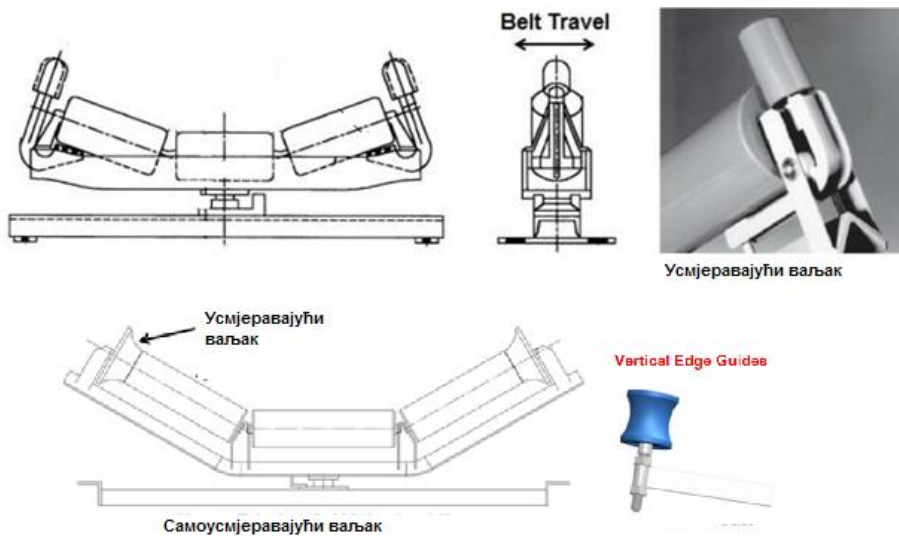
Слика 3.17: Неправилно кретање материјала и укошавање траке

Ради правилног навођења траке на погонски бубањ на растојању од 1 до 1,5 m постављају се прелазни ваљци са хоризонталним нагибом бочних ваљака свега 10 - 12° и вертикалним у правцу кретања 5 - 7°. Усмјерено кретање траке на повратној страни постиже се са коритастиим усмеравајућим ваљцима на повратној страни, или наизмјенично супротно нагнутим сусједним ваљцима.

Ради правилног **навођења транспортне траке на повратни бубањ** може бити испред њега обрнуто постављен коритасти слог ваљака који приморава траку да заузме правилан положај, слика 3.18. При транспорту лепљивог и влажног материјала често се на глатким ваљцима, пошто на њих налазе трака носећом страном, повећава пречник на једној страни. Услед разлике у релативним брзинама окретања крајева истог ваљка и укошавања траке долази до бочног спадања траке. Због тога се сада при транспорту лијепљивих материјала, код широких трака, све чешће примјењују фиксирани ваљци са гуменим дисковима који могу бити фиксирани или померљиви, слика 3.12. Слогови са два ваљка побољшавају њено центрирање и чишћење.



Слика 3.18 Обрнуто посатвљен слога ваљака



Слика 3.19 Усмјеравајући и самоусмјеравајући ваљци

3.8. УРЕЂАЈИ ЗА ЧИШЋЕЊЕ

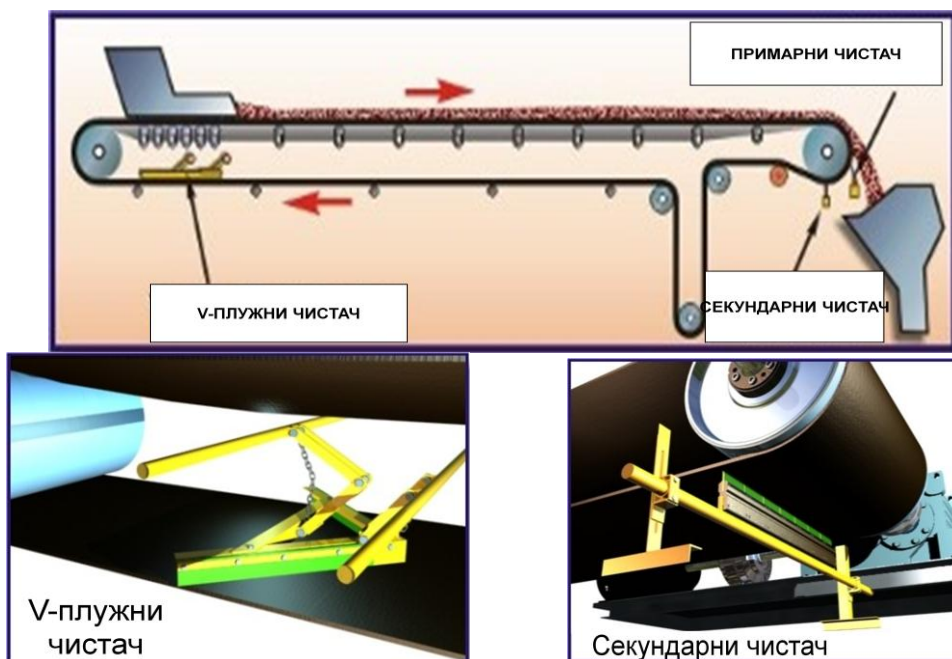
Стално и потпуно чишћење траке од налијепљених честица материјала има битан утицај на правилан рад транспортера и продужетак радног вијека траке. Налијепљени материјал на повратној страни лијепи се по ваљцима што може бити узрок укошавања траке, а у случају несиметричног лијепљења по ваљцима трака „бјежи“ са ваљка. При обавијању погонског бубња са носећом страном траке, долази до смањења трења, а при постојању чврстих честица пијеска - нарочито у замрзнутом материјалу, долази до пробијања омотача траке.

Чишћење траке са ребрастим ваљцима на повратној страни има за последицу гомилање обореног материјала испод њих, па његове велике количине могу спријечити ротирање појединих ваљака. Уз то, утовар овог материјала испод постројења врло је отежан, Зато су испод погонских бубњева, код великих постројења, постављени мали транспортери који прихватају скинути материјал и превозе га на одлазну траку, слика 3.18.

Мјеста која је неопходно чистити су : Транспортна трака са горње стране, Повратни крак траке и Погонски бубњеви. Уређаји за чишћење треба да се одликују: једноставном конструкцијом, сигурним радом, дужим радним вијеком, да што мање хабају омотач траке, да не продиру у траке и не задиру на мјестима настављања, да се за њих не лијепи материјал и да што потпуније чисте траку. Број и врста уређаја за чишћење траке и бубњева зависи од особина материјала и климатских прилика.

Штетне последице лијепљења материјала су:

- Налијепљени материјал повећава тежину коју треба покренути.
- Прљање траке и бубњева смањује коефицијент трења између траке и бубњева.
- Несиметрично налијепљен материјал доводи до пада капацитета али и оштећења бочних ивица траке.
- Материјал који отпада са траке прља простор испод траке.



Слика 3.19. Локације постављања уређаја за чишћење

Основни циљеви чишћења траке су спречавање или ублажавање прљања, спречавање отпадања налијепљеног материјала на нежељена мјеста и чишћење траке прије њеног преласка у повратни ход.

Чишћење се може остварити различитим уређајима који према принципу рада могу бити **механички**, **хидраулички** и **пнеуматски** (помоћу млаза воде или компримираног ваздуха). Чишћење траке остварује се помоћу покретних/обртних и фиксираних чистача.

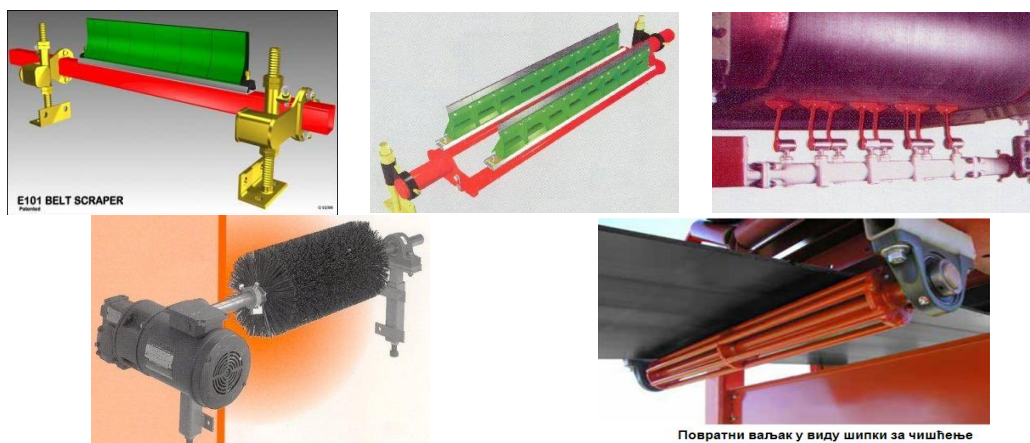
Фиксирани брисачи, слика 3.20, израђени су од специјалне гуме без уложака која врло слабо хаба омотач траке. Израђује се као обични и двојни брисачи са кратким косим или управним гуменим плочама.

Притисна сила остварује се помоћу утега или опруге. За добро чишћење траке од јако лијепљивих материјала притисак мора бити повећан али се не смије дозволити интензивније хабање траке и брисача.

У обртне чистаче спадају: четке, ваљци са кружно, ексцентрично и спирално савијеним дисковима и обртни брисачи са четири заменљиве дуже гумене плоче учвршћене по спирали завртњевима за осовину.

Смјер обртања чистача супротан је правцу кретања траке ради бацања материјала на прихватни транспортер. Чистач има за 2 -3 пута већу брзину од траке - ради бољег чишћења. Понегде се примењују обе врсте чистача: фиксирани за грубо и обртни за потпуно чишћење траке.

Хидраулички и пнеуматски начин чишћења остварује се спирањем, односно издувавањем честица млазом воде или ваздуха што избија под високим притиском кроз уске отворе постављене близу траке. Спирање водом има недостатак јер смањује трење на погонском бубњу. За чишћење бубња са лименим омотачем примењује се челични брисач, слика 3.19, и који може бити монолитан или се састоји од више грабуљица. Погонски бубањ треба добро очистити ради одржавања константног трења између траке и бубња. Испред повратног бубња са унутрашње стране поставља се плужни гумени брисач, слика 3.19, који чисти траку и збацује материјал на обе стране. Сви уређаји за чишћење гомилају материјал који треба с времена на време уклањати. Регулација рада брисача врши се ручно и аутоматски. На новијим конструкцијама се уграђују на погонским и повратним бубњевима вишеструки степеничишења, слика 3.20а.



Слика 3.20. Уређаји за чишћење трака



Слика 3.20.а. Систем вишестепеног чишћења

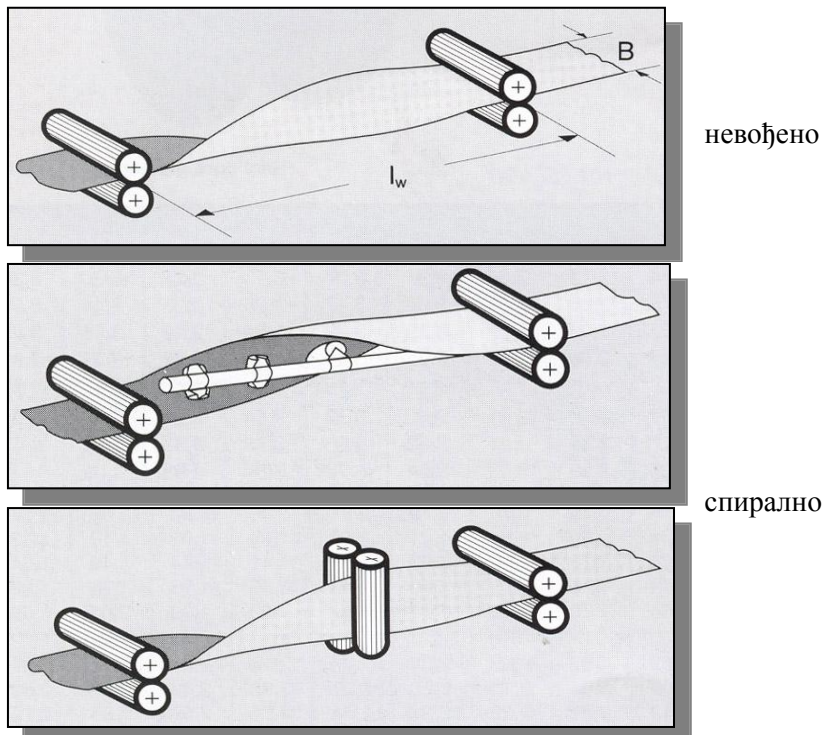
3.9. УРЕЂАЈИ ЗА ПРЕВРТАЊЕ ТРАКЕ

Доста често чишћење траке није потпуно или задовољавајуће па преостали налијепљени и замрзнути материјал интензивно хаба траку и ваљке, јер практично ваљци скидају тај материјал са траке, настаје његово гомилање и штетно дјеловање. Настају следеће штетне последице: отежава се ротирање ваљака, повећавају отпори кретању траке, изазива њено децентрирање са ваљака и врло скупо и отежано утоварање тог материјала на транспортер.

Отклањање ових недостатака најуспешније се остварује **превртањем транспортне траке**, са повратне стране, за 180° иза погонске станице, и њеним враћањем у првобитни положај испред повратне станице. На овај начин отклањају се наведене штетне последице, продужава скоро duplo радни вијек траке и ваљака са повратне стране (изједначава се с ваљцима оптерећене стране). Уз то, могу се примијенити јефтинији ваљци без гумених прстенова. Постоје следећи начини превртања брзих трака ширине преко 800 mm:

- Превртање трака ширине до 1200 mm вертикалним исправљањем помоћу два ваљка постављена на средини дужине превртања,
- Спирално превртање траке помоћу система ваљака постављених на уздужној осовини са унутрашње стране траке,
- Кружно (цјевасто) превртање траке помоћу слојева 4 - 6 краћих ваљака кружно постављених.
- Невођено превртање – максимална ширина траке до 1200 mm, дужина превртања: 10 x В, само за текстилне траке,
- Спирално превртање – максимална ширина траке до 1600 mm, дужина превртања за текстилне траке до 11 x В а за ужетне до 20 x В
- Превртање са вертикалним ваљцима - максимална ширина траке до 2600 mm, дужина превртања за текстилне траке 9 x В а за ужетне до 18 x В.

Постоји још и кружно (цјевасто) превртање траке помоћу слогова 4 - 6 краћих ваљака кружно постављених али је набавном цијеном најзахтјевније.



Слика 3.21 Начини превртања траке

Код спиралног начина превртања ("Kontinental") усмјеравајући ваљци постављају се на једнаким растојањима. Истежање ивица траке не прелази 0,82% (дозвољено 1%), а прираштај затезне силе износи 3,5 - 6% од прорачунске величине. Код кружног превртања ови параметри имају мање вредности 5 - 10%. Пречник савијања траке приближно износи једну трећину од њене ширине. Уређај се састоји од два слога ваљака 1, постављених у круг, учвршћених за носаче рама док је доњи дио рама повезан је распињачем. Један овакав уређај поставља се иза погонске станице, а други испред повратног бубња са супротним нагибима слогова ваљака за превртање а према вертикалној равни рамова, који износи 5 - 6° за текстилне и 3 - 4° за траке са језгром од челичних ужади. Препоручљиве димензије овог уређаја за текстилне траке наведене су у табели 3.11. - Прилог 3, а вриједности коефицијента пропорционалности за проачунавање дужине превртања траке у табели 3.12. - Прилог 3. Дужина превртања траке зависи од врсте материјала каркаса траке, начина превртања и њене ширине (3.1) .

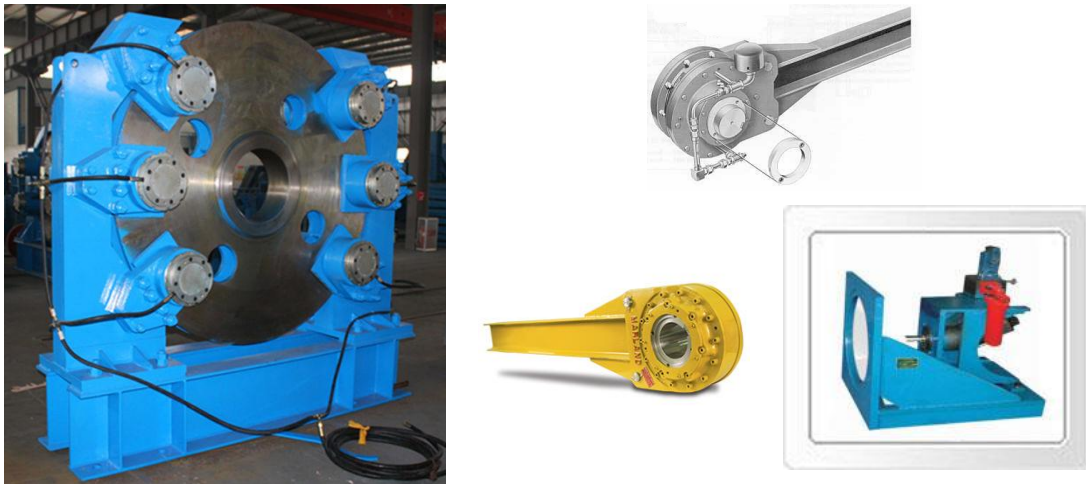
$$L_p = k_p B, m, \quad (3.1.)$$

где је k_p - коефицијент пропорционалности, табела 3.12. Прилог 3.

У табели _____ су дате препоручене дужине прелаза траке.

3.10. КОЧНИЦЕ И УРЕЂАЈИ ЗА ЗАУСТАВЉАЊЕ ТРАКЕ

Кочнице се постављају на једној од спојница погонске станице, слика 3.22., при нагибу трасе преко 3° могу имати електрохидраулички или електромагнетни погон. Активирају се аутоматски при укључивању и искључивању погона. Оне заустављају кретање траке, а код путања под нагибом одржавају траку у стању мировања послје искључења мотора.



Слика 3.22. Кочнице и уређаји за спречавање кретања траке уназад

Кад је укључен мотор, пумпа потискује уље у цилиндар испод клипа и гура потискивач навише. Његово дејство преко полука, преноси се на кочне папуче које се одмичу од кочног вијенца за несметан рад транспортера. Искључењем мотора прекида се рад пумпе, клип тоне услед сопствене тежине, дејства тегова или опруге, па преко полука притеже кочне папуче уз кочни вијенац и кочи постројење,

Сила кочења на кочном вијенцу остварује се дејством тега или спиралне опруге, која може бити у цилиндру или изван њега. Ако је потребан велики кочни момент, користе се кочнице са комбинацијом опруге и тега. Све док погон ради тег је издигнут, а опруга сабијена да би се неутралисала њихова дејства која се тренутно манифестују при кочењу и нестанку електричне енергије.

Код постројења са нагибом преко 3° , која вуку терет навише, а која немају кочнице, постављају се заустављачи траке, слика 3.22. који спречавају њен повратни ход после искључења мотора. Понекад, ради веће сигурности заустављачи траке се постављају као допуна кочницама.

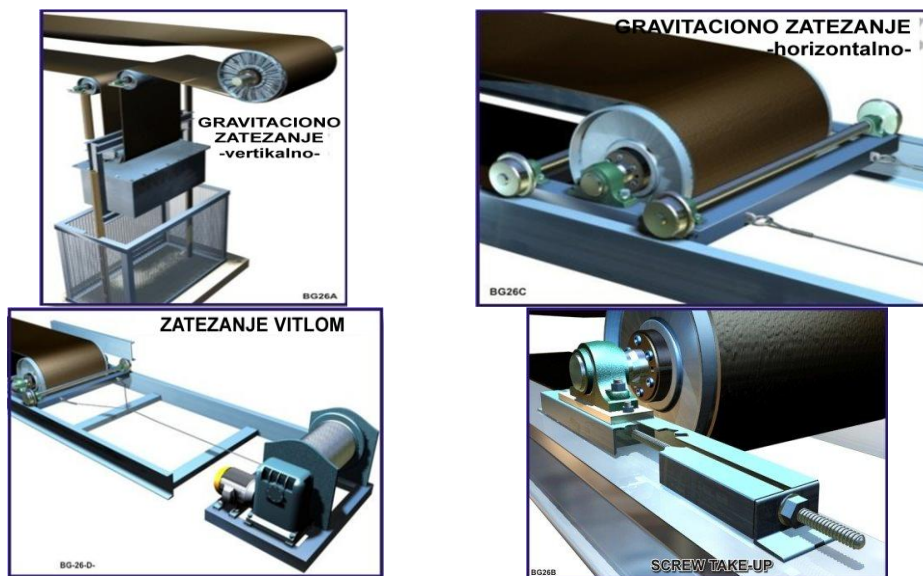
3.11. ЗАТЕЗНА СТАНИЦА

Затезна станица остварује потребно затезање оптерећене и повратне стране транспортера са траком, ланцима и ужадима. Код транспортера са траком затезна станица омогућава потребно затезање траке ради стварања неопходне силе трења између траке и бубња, а такође и ради ограничења угиба траке између ваљака. Затезна станица најчешће се поставља на мјесту минималног затезања вучног органа. Према принципу стварања затезне силе сви затезни уређаји могу се сврстати у три групе: са ручним затезањем, затезање са утегом и са механичким затезањем.

Код **ручног регулисања** или **крутих затезних станица** затезање се остварује помоћу затезног завртња, зупчасте полуке и ручног витла са покретним колицима или непокретним постољем. Одликују се једноставношћу и компактношћу, али имају мали ход, па се примењују само код кратких транспортера (нпр. код претоварача). Главни им је недостатак слабљење затезања са издужењем траке те се морају периодично регулисати. Код **затезања са утегом** - утег може бити постављен код повратног бубња, или на силазној страни погонског бубња, код затезног бубња. У првој варијанти повратни бубањ служи и као затезни, слика 3.33. Монтира се на колицима за која се веже утег непосредно или преко система катурача. Главни им је недостатак велика тежина утега и гломазност конструкције, а предност константно затезање траке. Најчешће се примењују код стационарних постројења. Често се примјењују у комбинацији са електричним витлом који подиже и спушта утег на основу команди прекидача које активира утег у својем доњем или горњем положају.

Код дужих хоризонталних транспортера поставља се код погонског бубња - поготову ако је затезни уређај механички. Величина затезања траке у зависности од мјеста затезне станице даје се у табели 3.13.-прилог 3. Највише се примјењују механички затезни уређаји који се постављају на платформама погонске станице. Активирају се електричним витлом, ријеђе електро -хидрауличким и пнеуматским

уређајима, који затезно уже намотавају на бубањ, регулишући затезну силу у зависности од режима рада транспортера. Код затезних уређаја са утегом потребна је велика погонска снага при пуштању постројења у рад јер је потребна велика вучна сила за кретање затезног бубња.



Слика 3.33. Различне конструкције затезних уређаја и начини затезања

Савремени аутоматски затезни уређаји развијају повећано затезање при покретању (ради спречавања опадања адхезије и проклизавања траке по бубњу услед дјества допунских динамичких сила у том периоду) и регулисано при нормалном раду. Аутоматским затезањем може се одржати одговарајуће напрезање траке при којем неће доћи до њеног проклизавања на погонском бубњу иако се мијења оптерећење на траци, користећи фреквентне регулаторе за контролу наилазног и силазног напрезања на бубњу. При порасту оптерећења расту отпори кретању траке, расте наилазно напрезање и вучна сила, па да би се спречило проклизавање мора се повећати и силазно напрезање тј затезна сила траке. Економска ефективност аутоматске регулације затезања траке постиже се дужим радним веком траке јер трака не ради под константним максималним затезањем већ са најмање дозвољеним које одговара вучној сили траке. Уз то, нема застоја због проклизавања траке и у вези са тим засипања утоварних лијевака са материјалом. Код аутоматске регулације затезна сила се контролише уређајима за мјерење, аутоматски регулише на подешену величину и преноси на уређаје који остварују затезање. Отуд велика предност ових уређаја јер не постоји повишено затезање траке, као код ручног затезања у почетку рада траке, нити стално као код уређаја са утегом.

Поред затезне силе ови уређаји карактеришу се и дужином хода, табела 3.14.-Прилог 3. што је трака дужа и веће радно затезање, мора бити дужи и ход затезних уређаја. Велику затезну силу и дуги ход имају аутоматски комбиновани затезни уређаји, па се примјењују за највеће дужине и оптерећења код помјерљивих, а нарочито код стационарних транспортера. Ход затезног бубња мора омогућити затезање траке после њеног настављања као и њено пресецање, а такође компензовати радно издужење траке. Тај ход код дугачких трака са малим модулом еластичности, као и код трака са синтетичком основом, може износити 10 -15 m, па и више. Код траке са већим модулом еластичности, као што су траке са каркасом од челичних ужади, тај ход је неколико пута мањи.

Смјер дејства затезне силе може бити вертикалан, хоризонталан и кос. Затезна колица могу се кретати по хоризонталној и нагнутој путањи, слика 3.33. на чијим су крајевима постављени ограничивачи хода као и код кретања утега. Затезни видови су најчешће снабђени мјерним инструментима или индикаторима даљинске контроле затезања чиме је омогућено руковоцу транспортера да га контролише. Овај тип затезне станице одликује се једноставношћу и компактношћу конструкције, сигурношћу рада, неосетљивошћу на прљавштину. Главни им је недостатак смањење затезања траке при раду због еластичних и трајних деформација - што може изазвати проклизавање траке. Да би се то спријечило, повећава се њено затезање и скраћује њен радни вијек.

Аутоматски затезни уређаји класификују се према:

- -принципу дејства на периодичне и континуалне,
- -броју параметара за управљање једном, два или три у које спадају S_n , S_s , вучна сила, брзина траке и дужина лука клизања на погонском бубњу,
- -врсти погона електричне, хидрауличке и гравитационе - с тим што се најчешће појачавају индивидуалним погоном,
- -законитост промјене регулисане величине S_s на стабилне, пратеће и комбиноване

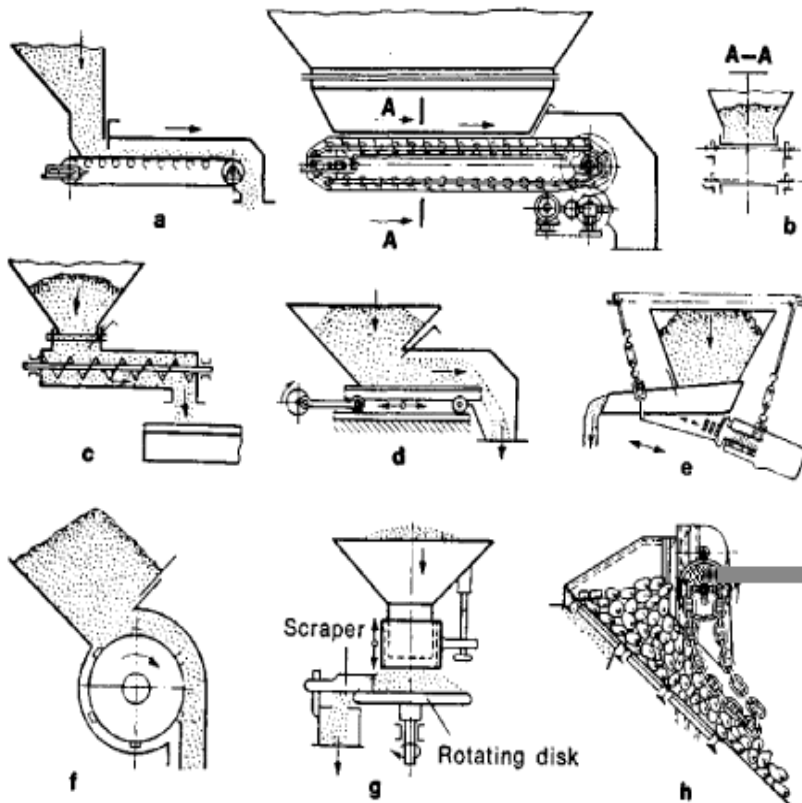
Ако се задана величина S_{zs} мијења у складу са сигналом сензора S_n или вучне силе W , систем регулисања је континуалан јер се стално мијења S_{zs} у функцији S_n или W - одржавајући константним однос S_n/S_s .

Аутоматски затезни уређај састоји се од два бубња, од којих је један фиксиран, а други се помјера на затезним колицима по шинама и затеже траку. Силазним краком трака обавија погонски и затезни бубањ по путањи облика S . Склопка притиска с хидросензором, у блоку управљања електропогоном аутоматског витла, укључује електромотор, када затезна сила у траци спадне испод минималне, и искључује када достиже максималну величину, и на тај начин остварује стално затезање траке.

3.12. УРЕЂАЈИ ЗА УТОВАР, ПРЕТОВАР И ИСТОВАР

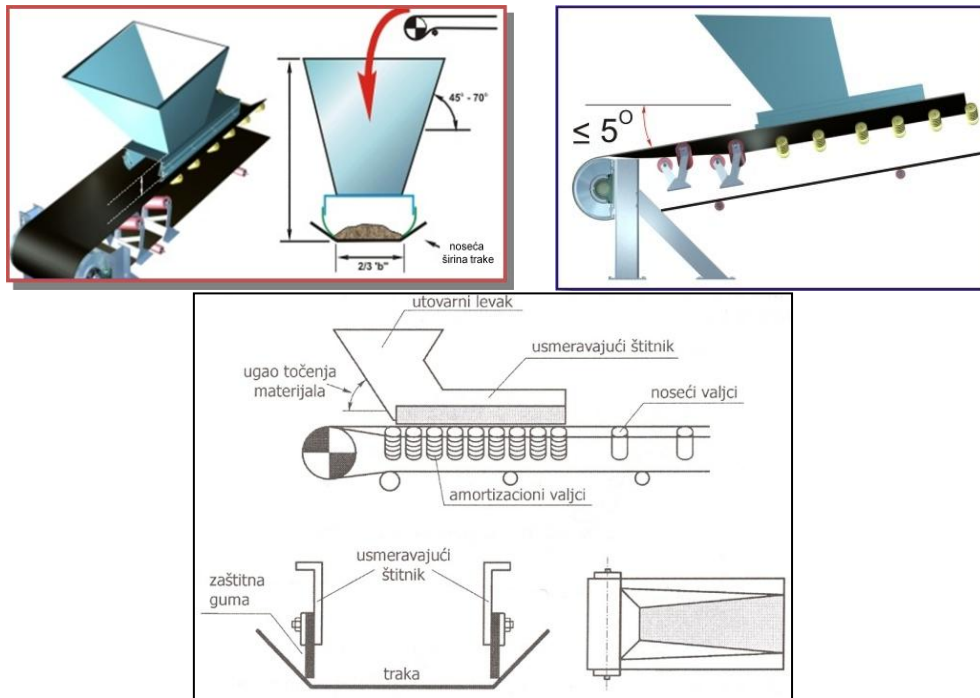
Утоварна мјеста - На траку се материјал утовара помоћу разних типова додавача, слика 3.34., утоварних бункер-додавача, утоварних лијевкова, стационарних или покретних, који могу бити врло различитих конструкција. Крупни блокови из бункера често се утоварају помоћу различитих додавача: чланкастих, вибрационих, ваљкастих и решеткастих. Понекад се примјењује и директни утовар из откопних и транспортних машина.

Самоходни утоварни лијевак, креће се по шинама постављеним дуж траке. На носећој конструкцији постављени су и амортизациони ваљци на малом растојању по којима се креће, на том месту, издигнута трака, одвојена од њених носећих ваљака.



Слика 3.34.: Различите конструкције утоварних уређаја-додавача: са траком или чланкастим додавачем, вибрациони додавач, спирални додавач, , решеткасти и др

За утовар терета са крупним комадима примјењује се ваљкасти утоварни лијевак који такође може бити стационарни или самоходни, слика 3.35. При транспорту тешких и крупнокомадастих материјала често се примјењују уређаји за њихову селекцију и транспорт различитим транспортним средствима.



Слика 3.35. Стационарни утоварни лијевак

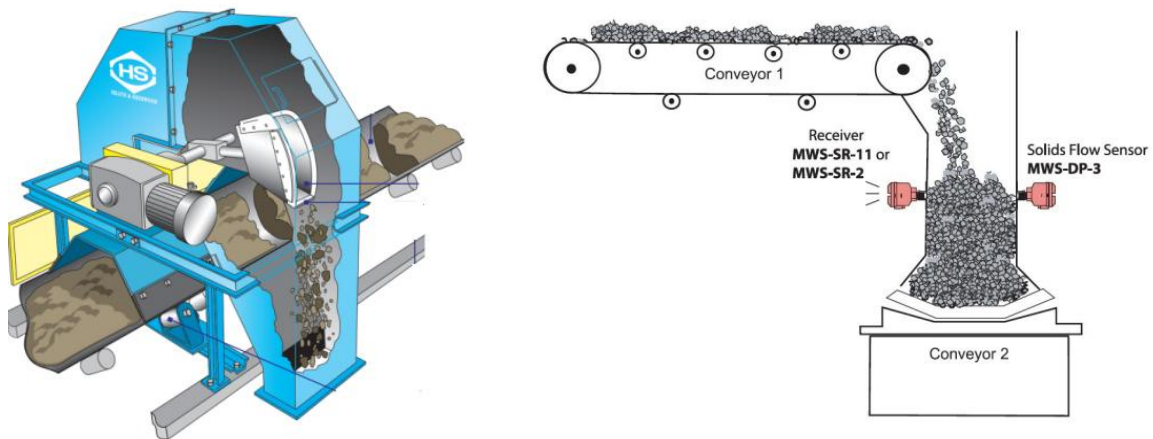
На мјестима утовара, претовара и истовара врло је интензивно хабање траке које зависи од особина материјала, висине и брзине његовог падања. Зато при утовару растреситих материјала треба испунити следеће услове: добро центрирати материјал, вршити равномјеран утовар по дужини, спријечити директне ударе крупних блокова на траку, не дозволити просипање терета и гомилање материјала, свести на минимум штетне отпоре по траку и ваљке, ублажити хабање траке убрзавањем материјалу при утовару брзини једнакој брзини кретања траке. Код трака велике ширине, са већом попречном еластичношћу, могу се избјећи усмјеравајући штитници постављањем на мјесту утовара пара слојева ваљака.

Падање терета са велике висине не манифестује се само оштећењем траке усљед пада крупних блокова већ и у сабијању материјала усљед дејства кинетичке енергије струје материјала испод усмјеравајућих штитника, слика 3.36. што има за посљедицу пораст локалних отпора кретању траке, хабање траке и техничке гуме са којом су обложени штитници. Ту долази и до уситњавања материјала посљедице.

Да би се обезбједило сигурно точење испод лијевкова, при транспорту лијепљивих материјала, постављају се вибратори са већим нагибом бочних ваљака 45 и 50°. На тај начин формирање струје материјала врши се у њиховом кориту а затим на траци.

Претовар материјала - са траке на траку може бити у правцу кретања траке и управан на правац кретања. Ради ублажавања удара материјала на дно корита траке, утоварни лијевак треба да има већи нагиб за 8 - 10° од угла трења материјала, а његова ширина између усмјеравајућих штитника треба да износи 2/3 ширине траке. **На пресипним мјестима** материјал се утовара или истовара са транспортера, а код претовара материјала, са једног или два транспортера, на пријемни транспортер обје радње се обављају једновремено. Претоварна мјеста опремљена су са разним врстама уређаја који формирају ток, усмјеравају и наводе ископину, уз једновремену заштиту траке и околине од штетних појава. Претоварна мјеста опремљена су уређајима који:

- омогућавају превођење траке из коритастог у хоризонталан положај на претоварном и обратно на пријемном транспортеру;
- спречавају просипање ископине са стране транспортера и штите раднике од падајућих комада материјала;
- усмеравају ток материјала тако да, при минималним димензијама претоварног мјеста, он има, у мјесту насипања на прихватну траку њену приближну брзину и централни положај на њој;
- штите пријемну траку од оштећења падајућих комада амортизујући њихове ударе;
- акумулирају тренутни вишак терета у циљу изравњавања тока материјала;
- чисте траку, одмах сакупљају просути терет и поново га враћају на транспортер;
- спречавају подизање прашине квашењем, усисавањем, издвајају стране предмете из ископине (остатке дрвета, фетоманетне елементе и си.);
- контролишу и управљају радом пресипних места - посебно у случајевима додавања материјала на транспортер који већ транспортује утоварени материјал или при утовару транспортних средстава цикличног дејства.

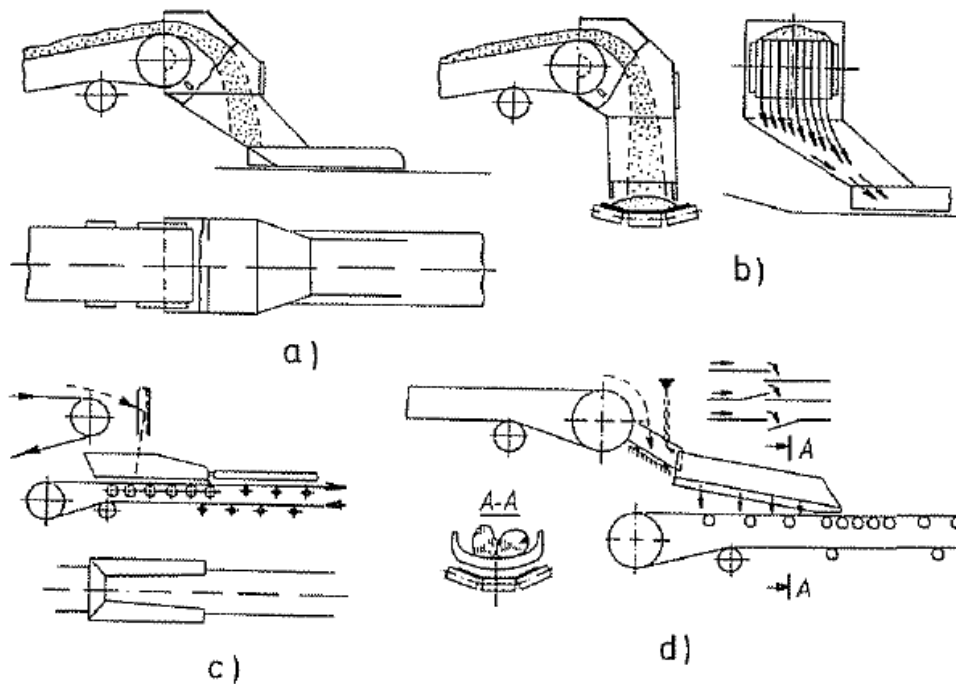


Слика 3.36: Претоварно мјесто: у правцу кретања траке, управно на правац кретања траке

За контролу и управљање радом пресипних мјеста користе се: контролници нагомилавања терета, електричне, или друге, ваге, видео надзор и др. За контролу нивоа материјала у утоварним лијевковима користе се и сигурносни уређаји уграђени уз њихове зидове, слика 3.36. Притиском терета или пуњењем на одређени ниво обуставља се рад допремног транспортера. При уградњи ових уређаја треба повести рачуна да преостала слободна запремина лијевка треба да прихвати материјал са траке од почетка кочења, па до заустављања транспортера.

Ако се из ископине помоћу магнета не одстране комади гвожђа они се, после пробијања траке, заклине између зида утоварног лијевка и амортизационих ваљака и уздужно расјецају траку. Дужна реза зависи од типа траке, интензитета контролисања, савјесности радника те достиже 50 - 150 m па и више.

При претоварању брзоходних трака, нарочито управном, ради спријечавања расипања материјала, наспрам претоварног бубња учвршћује се специјални одбојник, слика 3.36с. са замјенљивом плочом која обара материјал наниже на пријемни лијевак или траку.



Слика 3.36. Приказ кретања материјала на мјесту утовара

За одређивање мјеста постављања одбојника и профилисања дна лијевка треба знати трајекторију слободног пада терета. Полазећи од тога да одвајање терета од траке и његово слободно падање почиње у тачки у којој је центрифугална сила честице једнака радијалној компоненти њене тежине, налази се угао одбацивања материјала из израза (3.2).

$$\frac{pv^2}{gR} = p \cos \alpha \quad \rightarrow \quad \cos \alpha = \frac{v^2}{gR} \quad (3.2)$$

Материјал за вријеме t , крећући се брзином траке v , пређе по тангенти пута (3.3.):

$$x = v \cdot t \quad (3.3)$$

а по вертикали, (слободно падање) (3.4.):

$$y = \frac{gt^2}{2} \quad (3.4)$$

па се елиминацијом t , из ове двије једнакости, добија образац (3.5.):

$$y = \frac{g}{2v^2} x^2 \quad (3.5)$$

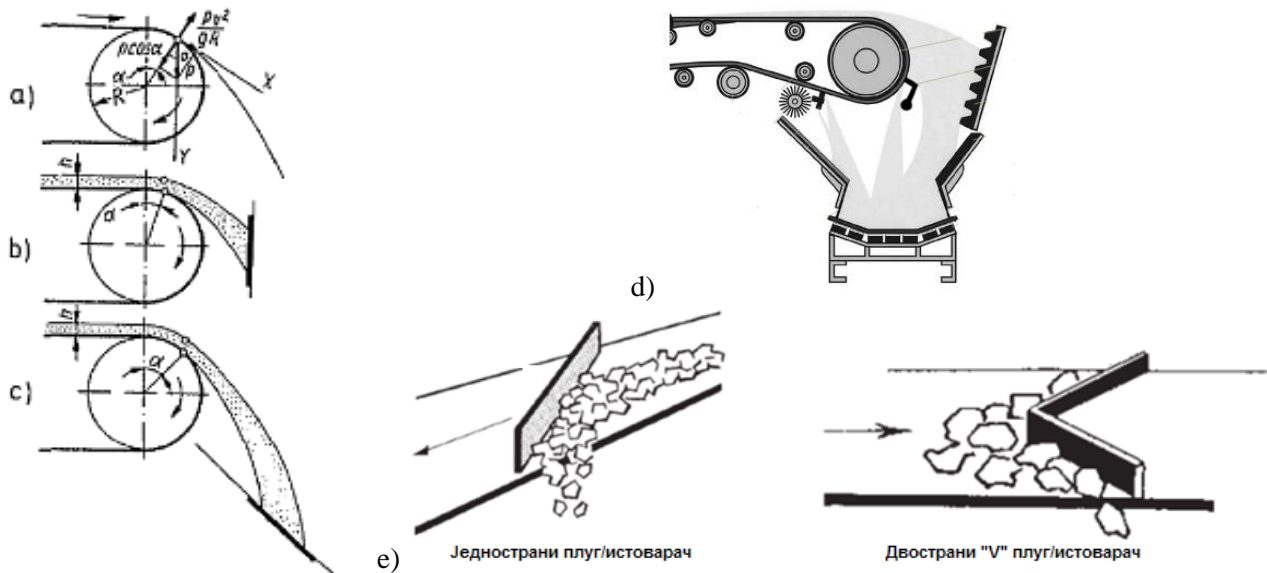
Према томе трајекторија материјала је параболична. За честицу на врху слоја дебљине x , која се креће већом брзином од посматране на бубњу, на аналоган начин одређује се њен угао одбацивања, а њена парабола се дефинише кад се у претходни образац умјесто v уврсти вредност (3.6.).

$$\frac{v(R + h)}{R} \quad (3.6)$$

На слици 3.37. ,б и ц показано је како се одређује мјесто одбојника и мјесто падања терета на лијевак.

Мјесто истовара материјала - уређаји намијењени за истовар материјала са транспортера у бункер или на одлагалиште. Могу бити стационарни и покретни. Најчешће имају самостални електропогон. Истовар се може вршити на било ком дијелу трасе помоћу плужних истоварача и истоварача са бубњевима, слика 3.37е. На крајевима траке истовар се најчешће обавља преко бубњева.

Плужни истоварач поставља се непосредно изнад траке ради аутоматског истоварања расутих, лаких и неабразивних материјала, у ограниченим количинама, код уских и спороходних трака или комадних терета. Може бити постављен косо са једносмјерним истоваром, или може имати облик обрнутог V са двосмјерним истоваром. Најчешће се монтира на покретним колицима и помјера се по шинама. Нагиб плуга зависи од коефицијента трења између материјала и плуга и креће се од 30 - 45°. Ради појачаног истовара примјењују се једно и двострани истоварачи са ланцима или траком који имају сопствени погон, слика 3.36d.



Слика 3.37. Трајекторија кретања материјала при истовару са локацијама одбојника - a, b, c, d

Истоварач са бубњевима састоји се од два бубња и истоварних жљебова учвршћених за покретна колица која се крећу дуж транспортера. Трака обавија оба бубња и при обавијању горњег одбацује терет у пријемни лијевак, са једним или два истоварна жљеба, преко којих се материјал креће на бочне стране транспортера. За траке мале ефективности примјењују се самоходна колица која покреће сама трака, а за велике транспортере располажу са самосталним погонима. Ово је најуниверзалнији уређај за истоварање, врло високе ефективности, који не ограничава брзину траке, не захтјева посебне карактеристике терета. Могу бити стационарни и покретни. Недостатак им је сложена конструкција, велика тежина и димензије, а такође и штетно дејство на траку при обавијању око два бубња и у вези са тим висока потрошња енергије код трака са великим напрезањима.

4. РАДНИ ПОКАЗАТЕЉИ И ПАРАМЕТРИ ЕФЕКТИВНОСТИ

4.1. УТИЦАЈНИ ФАКТОРИ

Параметри ефективности и радни показатељи тракастих транспортера се рачунају и одређују теоретским и конструкционим истраживањима ради постизања што веће транспортне ефективности са тракама и у циљу смањења трошкова транспорта (који могу бити веома високи нарочито код дугачких траса због великих инвестиционих улагања) на рачун пораста продуктивности. Зато се овдје приказују и анализирају начини постизања високе ефективности и њени релевантни фактори, уз обраду одређених приједлога рационализације односа утицајних параметара. Нарочита пажња је посвећена конструкционим елементима: **ширини, брзини и површини попречног пресека** јер имају примарну улогу у остваривању транспортног ефекта, односно одређеног капацитета транспорта.

Најважнији технички параметар транспортних средстава у технолошком процесу експлоатације јесте управо њихов **часовни капацитет**, и то је примарни фактор који утиче на конструкцију и примјену транспортног средства. Часовни капацитет транспортера Q_h зависи од техничко-механичких услова: облика и величине попречног пресека материјала на траци A у m^2 , брзине траке v у m/s и насипне запреминске масе терета γ_n у t/m^3 . Зато је један од првих корака приликом димензионисања транспортера избор трасе транспортера и анализа материјала који ће се транспортовати. Површине попречног пресека материјала на траци зависи од ширине траке, облика корита траке, особине материјала на траци - крупноће, гранулометријски састав, угао природног нагиба, запреминске масе, коефицијент спољашњег трења и друге особине као љепљивост, абразивност, влажност и др. Уз то неопходно је дефинисање и познавање свих динамичких сила у току транспорта, профила транспортне трасе и начина утовара материјала.

Ово је изражено основном једначином за часовни капацитет:

$$Q_h = 3600A \cdot v \cdot \gamma_n \quad (4.1.)$$

Треба истаћи и важност организације рада са циљем да се омогући максимално коришћење фонда времена са рационалним распоредом и коришћењем људи и средстава.

Суштина прорачуна капацитета транспортера своди се на проблем тачног прорачуна површине попречног пресека материјала на траци A , а прорачун и усвајање параметара ефективности на што егзактније утврђивање максималног капацитета утовара багером, или другим утоварним средством, за који се бира транспортер.

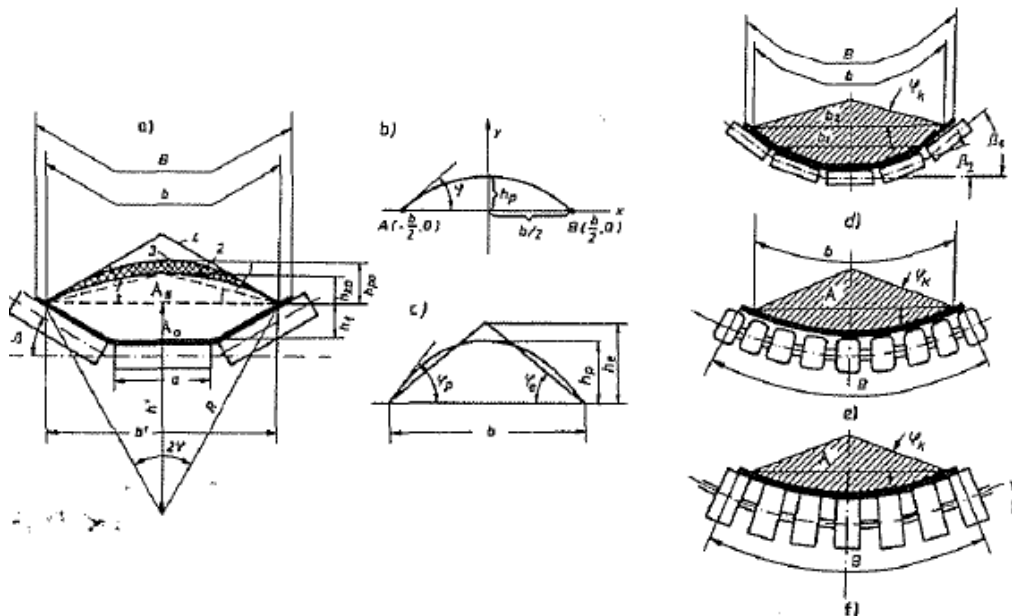
4.1.1. Утицајни фактори на величину профила

Попречни профил материјала на траци, као што је напријед речено зависи од низа фактора (слика 4.1.);

- носеће ширине,
- конструкционих карактеристика ваљака и њиховог размјештаја, од чега зависи правилно налијегање траке на носеће ваљке, правилно затезање траке,
- особина материјала,
- динамичких дејства при транспортовању: брзине кретања траке, услијед које се профил непрекидно деформише због дејства вертикалних и хоризонталних вибрација,
- профила транспортне трасе пута (хоризонталан, под нагибом, комбинован),
- начина утовара материјала (континуалан или дисконтинуалан),
- осталих конструкционих особина постројења, нарочито центрирања траке, које, ако је лоше изведено, изазива просипање терета и неповољан начин утовара.

Из овог се закључује да површина профила материјала није константна величина, да на њу утичу бројни, врло разноврсни фактори, те се најтачније може експериментално одредити за конкретне услове. Зато се аналитички мора разматрати овај примарни проблем конструкције постројења са

технолошког аспекта и дати одређено теоретско рјешење оптимизације параметара за израду и примјену што савременијих трајнијих и ефективнијих транспортних постројења. У прорачунима се тешко могу одредити сви утицајни фактори нити степен утицаја сваког од њих на површину профила и конструкцију ваљака. Зато се овдје пажња концентрише на најутицајније факторе као што су: носећа ширина траке **b**, угао нагиба бочних ваљака **β** , коефицијент облика корита траке **m**, а остале факторе компензоваћемо углом нагиба материјала при кретању **φ_k** , односно његовом рачунском величином **φ_r** и на основу њих успоставити рационални однос између површине профила и конструкција ваљака.



Слика 4.1.: Попречни пресеци материјала на траци: а) облици пресека, б) параболчни пресјек, с) еквивалентне површине, д) пресјек код слога са 5 ваљака, е и ф) пресјек код слога од дискова

4.1.2. Облик слободно формираног профила

Имајући у виду значај динамичких дејстава, услова рада, конструкционих особина постројења и особина материјала на формирање облика пресека, а на основу снимања и праћења облика профила код трака у раду, могуће је констатовати одређене закључке:

- није могуће усвајање истог облика слободно формираног дијела профила материјала на траци за све врсте терета и све врсте трака,
- не постоји слободно формиран профил **облика равнокраког троугла**. Овај дио профила у пракси може имати само форму **кружног или параболчног одсечка** уписаних у троуглу са основицом једнаком носећој ширини траке и крацима повученим са основице под угловима природног нагиба материјала у стању мировања φ - који су тангенте у тим тачкама кружног, односно параболчног одсечка, слика 4.1.
- тачан облик профила се утврђује експериментално или током рада транспортера јер су границе формирања кружног или параболчног одсечка веома сложен проблем због постојања бројних фактора који ту границу условљавају и одређују.

Најхитнији фактори **који утичу на облик профила** су: врста облика честица/комада материјала, његова гранулација, влажност, насипна маса, начин утовара, нагиб путање, динамичка дејства транспортера.

Као оријентациона граница може се усвојити да све врсте терета које имају $\varphi_k \geq 20^\circ$ имају профил параболчног одсечка (све крупнокомадасте, средњеккомадасте, средњетешке и тешке ископине, рада и сл.), а све врсте материјала са $\varphi_k < 20^\circ$ - профил кружног одсечка (ситнокомадасти материјали откривке, угљеви, материјали правилног облика честица као што су шљунак, пијесак, уситњена руда -нарочито влажна и сл.)

Веома су значајна динамичка дејства па се код брзоходних трака најчешће формира облик кружног одсјечка код свих врста терета/материјала изузев крупних блокова тешких руда неметала и стијена.

4.2. ПРОРАЧУН ПОВРШИНЕ ПОПРЕЧНОГ ПРЕСЈЕКА МАТЕРИЈАЛА НА ТРАЦИ

4.2.1. Методе за прорачун површине попречног пресека

Прорачун тачне величине и одређивање оптималног облика попречног пресека материјала на траци је најважнији елемент за прорачун часовног капацитета а суштина проблема своди се на одређивање оптималних геометријских параметара ваљака који омогућују највећи могући попречни пресјек материјала на траци, а самим тим и капацитет транспорта, при непромијењеним осталим утицајним величинама.

За **одређивање попречног профила пресека** материјала и носеће ширине траке постоји више реномираних **метода**. Све методе могу се сврстати, према геометријском облику слободно формираног попречног пресека материјала, у три групе:

- прјесек параболичног одсјечка,
- пресјек кружног одсјечка,
- пресјек облика троугла.

Основна три вида за апроксимацију слободно формираних површина пресека материјала на траци у зависности од угла материјала при мировању j , при кретању φ_k и рачунског угла при кретању φ_p дакле зависе од, како је напријед речено, од геометријског облика и форме материјала на траци.

4.2.2. Одређивање површине профила

Површина пресека на траци коритастог профила, са слогом од 3 носећа ваљка, састоји се од коритом оконтурене површине трапезастог пресека и слободно формиране површине која се у прорачунима усваја да има облик троугла, односно кружног или параболичног одсечка, слика 4.1.

Прорачун те површине је врло једноставан, али и неопходан ради изналагања рационалних односа параметара профила. Прорачун слободно формираног профила нешто је сложенији - у зависности од усвојеног полазног облика.

Треба напоменути да се троугласти профил материјала може оформити само ако би се материјал насипао на траку која мирује, па су углови на основици једнаки углу природног нагиба материјала у стању мировања, што је у пракси ограничене употребљивости. Чим трака почне да се креће, услед вертикалних и хоризонталних вибрација, профил добија облик параболичног или кружног одсјечка. Ивице равнокраког троугла максималне површине постају тангенте параболе или круга у њиховим почетним тачкама формирања на основици, слика 4.1. b и c.

Проблем егзактног прорачуна површине пресека своди се на проблем усвајања адекватног профила и одређивање реалне вриједности његове висине. **Висина профила материјала** зависи од читавог низа фактора као што су: *врсте и особине материјала – угао нагиба материјала у стању кретања, брзина кретања траке*, њене центричности, висине и начина утовара, *динамичких сила* дуж транспортне путање итд. Утицај свих ових елемената најједноставније се може компензирати углом нагиба материјала у стању кретања φ_k .

Овдје треба истаћи да је пуно важније постизати већи ефекат повећањем степена попуњености слободно формираног профила терета, ублажавањем свих фактора који га смањују, него порастом величине оконтуреног дијела због већег нагиба бочних ваљака, јер се тиме проузрокује веће хабање и савијање траке, односно скраћује њен радни вијек. На основу експерименталних података и података из праксе може се поставити следећа математичка зависност између φ и φ_k , за профиле који се разматрају:

- троугласти $\varphi_k = (0,45 - 0,50) \varphi$
- кружни одсјечак $\varphi_k = (0,50 - 0,55) \varphi$
- параболични одсјечак $\varphi_k = (0,55 - 0,66) \varphi$

На основу ових вриједности, одређиваће се максималне висине товара материјала на траци. Избор реалне величине φ_k зависи од напријед наведених фактора. Чињеница је да се однос $\varphi_k = 0,66 \varphi$ може успоставити само код спороходних трака са $v = 0,8 - 1,5 \text{ m/s}$ које транспортују крупнокомадасте стијене и руде. У осталим случајевима тај однос мора бити мањи и његова оптимална вриједност за параболични одсјечак износи $\varphi_k = (0,55 - 0,60) \varphi$. Већи однос не може се примијенити због могућности просипања терета при лошем центрирању траке, због њеног непотпуног товарења, динамичких дејстава при кретању итд *Метода троугластог пресјека може бити примијењена за оријентационе прорачуне као поједностављени начин утврђивања површине профила.*

У прилогу 4 је дат детаљнији опис математичког одређивања и прорачуна површина троугаоног, параболичног и кружног одсјечка односно слободног профила материјала на траци и површине ооконтуреног дијела материјала на траци са слогом од три ваљка, а овдје се дају само формуле за прорачун појединих форми одсјечака (4.2. - 4.4.):

$$\text{троугаони одсјечак} \quad A_s = \frac{b'h_2}{2} = b^2 \left[\frac{m + (1 - m) \cos \beta}{2} \right]^2 \operatorname{tg} \varphi \quad (4.2.)$$

$$\text{кружни одсјечак} \quad A_{ko} = \frac{b^2}{4} \left(\frac{\varphi}{\sin^2 \varphi} - \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi} \right) \quad (4.3.)$$

$$\text{параболични одсјечак} \quad A = \frac{b^2}{6} \operatorname{tg} \varphi = \frac{(0,9 - 0,05)^2}{6} \operatorname{tg} \varphi \quad (4.4.)$$

Површина ооконтуреног дијела материјала (4.5.):

$$A_o = b[m + (1 - m) \cos \beta] \quad (4.5.)$$

Укупна површина (4.6.):

$$A = A_o + A_s = b^2 \left\{ \left(m + \frac{1 - m}{2} \cos \beta \right) \left(\frac{1 - m}{2} \sin \beta \right) + \left[\frac{m + (1 - m) \cos \beta}{2} \right]^2 K_t \right\} \quad (4.6.)$$

Гдје је:

- b – носећа ширина траке,
- $m = a/b$ гдје је a – доња ширина корита траке,
- φ - угао нагиба кружнице/параболе ка основици,
- β - угао нагиба бочних ваљака,
- K_t - K_t - коефицијент граничне линије попуњености профила који износи.

-за троугласти профил (4.7.)

$$K_h = \operatorname{tg} \varphi_k = \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \quad (4.7.)$$

за профил кружног одсјечка (крива 2) образац (4.8.):

$$K_{to} = \frac{2\pi}{360} \left(\frac{\varphi}{\sin^2 \varphi} - \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi} \right) \quad (4.8.)$$

за профил параболичног одсјечка (крива 3) добијен на сличан начин као код круга (4.9.):

$$K_{tp} = \frac{2\pi}{360} \left(\frac{\varphi}{\sin^2 \varphi} - \frac{1 - tg^2 \varphi}{2tg \varphi} \right). \quad (4.9.)$$

4.3. ОПТИМИЗАЦИЈА ЕЛЕМЕНАТА ПРОФИЛА

4.3.1. Оптимизација елемената код транспортера са три ваљка

У циљу постизања веће ефективности транспорта са тракама, односно максимално могуће површине терета на њима, треба успоставити оптималне конструкционе односе између ваљака и транспортне траке - водећи рачуна о свим релевантним факторима. Оптимизација елемената профила терета на траци најреалније се остварује примјеном методе рационалних геометријских параметара.

Површина материјала на транспортеру је варијабилна и „случајна“ величина од које зависи ефективност транспорта, па је неопходно да параметри, који дефинишу профил слоја и његову величину, буду садржани у општем аналитичком обрасцу Површина свих профила одређена је геометријском формом попречног пресјека транспортера и углом нагиба материјала у стању кретања φ_k . Геометријска форма попречног пресјека транспортера дефинисана је носећом ширином транспортне траке b - која је основица свих профила; коефицијентом коритастиости траке m - који представља однос дужине средњег ваљка и носеће ширине траке (a/b); и нагибом бочних ваљака β .

Површина трапеца се мијења у зависности од β и m . Уколико је угао нагиба бочних ваљака мањи - утолико је мањи дио оконтурене површине материјала, а слободно формиране већи јер са смањењем β расте његова основица и висина, па се сврха прорачуна рационалних односа параметара профила своди на изналажење максималног капацитета уз оптимални попречни пресјек постројења. Површина профила материјала на транспортеру износи, слика 4.1., (4.10.):

$$A = A_s + A_o = 0,25b_1^2 tg \varphi_t + 0,25(b_1^2 - a^2) tg \beta; \quad = 0,25b^2 S_3 \quad (4.10.)$$

Гдје је (4.11.):

$$b_1 = [m + (1 - m) \cos \beta] b = [\cos \beta + m(1 - \cos \beta)] b \quad (4.11.)$$

Један од начина повећања ефективности транспорта са траком, без повећања њене ширине и брзине, је измјена геометријског облика пресјека избором рационалне дужине ваљака и њиховог угла нагиба који омогућавају највећу површину профила. Ради већег степена коришћења могуће површине пресјека, правилан избор геометријских параметара ваљака има већи значај код ширих него код ужих трака.

Да би се остварила што већа површина профила, за шипке материјале, неопходно је одређивати β и m као конструкционе елементе постројења у функцији од φ_p , јер само њихова међусобна условљеност може омогућити максимално могући профил. За ту сврху најбоље је искористити претходни образац за површину у којем се бездимензионални коефицијент површине профила S_3 јавља као функција три промјенљиве: β , φ_r и m тј. $S_3 = f(\beta, \varphi_r, m)$. Ако усвојимо прве двије величине, у одређеној области као константе, то ће S_3 имати максималну величину кад је (4.12.):

$$\frac{dS_3}{dm} = 0 \quad (4.12.)$$

тако добијамо (4.13.):

$$m_{opt} = \frac{\cos \beta (1 - \cos \beta) (tg \varphi_r + tg \beta)}{tg \beta - (1 - \cos \beta)^2 (tg \varphi_r + tg \beta)} \quad (4.13.)$$

Могуће је и графички приказивати зависности S_3 од m , β , φ_r при чему се за поједине нагибе бочних ваљака β и одређене вриједности φ_r при оптималној величини m добијају оптималне величине пресека на којем се кривим линијама приказује кретање његове величине и достизање максималне вриједности S_3 . При утврђеним односима a и b и промјеном угла β сваком нагибу бочних ваљака одговара одређено m које даје максималне вриједности S_3 односно максималне величине пресека материјала на траци. Пораст површине материјала се постиже и повећањем угла нагиба бочних ваљака, нарочито код материјала који имају $\varphi_r = 15^\circ$ ($S_{3\max}$ постиже се при $\beta=50^\circ$ и $m=(0,33 - 0,35) b$).

Анализом резултата добијених напријед наведених формула види да се оптимални угао нагиба бочних ваљака налази у интервалу $40 < \beta < 50^\circ$. Уколико би се примијенио однос $m = 0,45$ та граница би износила $53^\circ < \beta < 65^\circ$. Међутим, због недовољне попречне еластичности трака, односно цијена израде таквих трака је висока и такви углови, за сада, нису у широкој употреби. За траке са 3 једнака ваљка, при $\beta = 20^\circ$ и $\varphi_r = 15^\circ$, површина пресека за око 20% мања од максималне могуће величине при оптималним β и m .

За сада још увијек су најраспрострањенији конструкције са слоговима са три ваљка једнаке дужине и бочним нагибом од 20 и 30° са тенденцијом пораста на 35 и 45° - нарочито код широких трака укупне ширине $B > 1600$ mm захваљујући примјени синтетичких трака веће еластичности. При порасту нагиба са 20 на 30° и 30° на 35° увећава се ефективност за 20%, односно 10%. У зависности од ширине траке код носача са три ваљка могу се примијенити следећи углови нагиба бочних ваљака:

$B, \text{ mm}$	do 800	800 – 1400	≥ 1600
$\beta, ^\circ$	20	30	35

Примјена ваљака различите дужине није препоручљива јер има низ недостатака при типизацији и унификацији елемената постројења премда, анализе показују да траке са краћим средњим ваљком имају равномјернији распоред напрезања и мање оптерећење средњег ваљка, а самим тим и дужи његов радни вијек.

4.3.2. Параметри профила код транспортера са четири и пет ваљака

За већу ефективност транспортера неопходно је имати већи пресјек материјала при истој ширини траке и дозвољеним углом попречног савијања те је нужно примјењивати носаче са четири и пет вијака. Код ослонаца са четири ваљка непостојање средњег ваљка може проузроковати стварање набора и брзо упропашћавање траке. Ова конструкција није довољно испитана и није још добила широку примјену. За углове нагиба $\beta_1=18^\circ$ и $\beta_2=54^\circ$ (4.14.):

$$A_4 = b^2(0,1375 + 0,165tg\varphi_r), m^2 \quad (4.14.)$$

Транспортери са носачима од пет вијака почели су се примјењивати за траке ширине 2000 mm па навише. Попречни пресјек материјала састоји се од површине троугла и два трапеза, слика 4.1.f, те се рачуна (4.15.):

$$A_5 = 0,25b^2S_5, m^2 \quad (4.15.)$$

Анализом коефицијента S_5 налазимо величине других параметара, при којима је он максималан (4.16.):

$$m_{op} = \frac{1}{5}; \beta_1 = \frac{1}{5}(\pi - 2\varphi_r); \beta_2 = 2\beta_1 \quad (4.16.)$$

Траке са пет ваљака стварају веће отпоре кретању терета, захтјевају већи број ваљака и лежајева, робусније носеће конструкције а то све поскупљује транспортер.

Код транспортера са висећим ваљцима - гирландама који могу имати један ваљак са гипком осовином слика 4.1. прорачун тачне површине пресека знатно је тежи, па су у примјени методе које дају приближне резултате. Параметри гипких ваљака бирају се за услов обезбјеђене максимално могуће површине са носачима од 3 ваљка за исту ширину траке. Према том критеријуму дужина ваљака износи 1,6 В, а површина пресека одређује се по формули:

$$A = b^2(0,095 + 0,175tg\varphi_r), m^2 \quad (4.17.)$$

Ако су у примјени висећи ваљци учвршћени за фиксиране носаче, прорачун површине пресека не разликује се од прорачуна код фиксираних ваљака па је само потребно одредити геометријски облик корита. Код конструкција постројења са гипким висећим ваљцима, обешеним за ужад или при коришћењу амортизационих ваљака, облик корита и димензије пресека мењају се у зависности од оптерећења, гипкости ужади, односно амортизера итд.

4.3.3. Прорачун коефицијента пропорционалности површине профила и елективности

Површина се одређује на основу изведеног обрасца за укупну површину профила материјала на траци (4.18.):

$$A = \sigma^2 \Psi = B^2 \cdot \sigma^2 \cdot \Psi, m^2 \quad (4.18.)$$

гдје се вриједност коефицијент пропорционалности за укупну површину профила Ψ израчунава на основу формуле (дато у прилогу 4) (4.19.):

$$\Psi = \frac{1-m}{2} \sin \beta \left[m + \frac{1-m}{2} \cos \beta \right] + \left[\frac{m + (1-m) \cos \beta}{2} \right]^2 K_t \quad (4.19.)$$

и површина тада износи:

$$\Psi = x + y^2 K_t \quad (4.20.)$$

гдје је:

- x - оконтурена површина,
- $y^2 K_t$ - површину слободно формираног профила.

Коефицијенти граничних линија слободно формираног профила K_t прорачунати за стварно могуће φ_k/φ наведени у су у табели 4.3. – прилог 4. Код реалних профила вриједности за K_t , одређене су на основу усвојених односа φ_k/φ . На основу утврђених полазних величина и поставки у табели 4.2. предлажу се дефинитивни обрасци за одређивање **површине попречног пресека материјала** на траци и **коефицијента пропорционалности за ефективност** – табела 4.4. са напоменом да је усвојено $m = 0,33$.

При транспорту влажних материјала правилног облика комада, па и ситнозрнастих неправилног облика, φ_k може бити нижи код свих група за 5° и код најпокретљивијих материјала, може пасти на 10° код профила равнокраког троугла и на 12° , односно 13° - код профила кружног, односно параболичног одсјечка. Отуд је у табели 4.4. мрежа углова знатно чешћа него табела која показује групе покретљивости честица материјала. Усвојене вредности за φ_r омогућавају добијање реалних оптерећења према којима се врше димензионисања транспортера. Свакако да се тренутно, на крајим дужинама, могу појавити већа оптерећења - али се знатно чешће појављују мања оптерећења у зависности од попуњености профила и φ_k .

Сходно наведеној чињеници да материјали имају знатно нижи угао нагиба при кретању него у стању мировања и да пресјек може имати, у пракси, само облик кружног и параболичног одсјечка у табели 4.4. – прилог 4, одређене су вриједности коефицијента пропорционалности за површину Ψ и ефективност K - усвојивши да је $m = 0,33$ и $b = 1$, на основу успостављених односа између φ_k и φ - за стварно могуће профиле и капацитете. Анализе бројних података из праксе, показују да профил

кружног одсјечка даје најтачније резултате. Вриједности рачунате према $\varphi_k = 33^\circ$ код кружног одсјечка могу се примијенити само у изузетним случајевима код спороходних трака, добро центрираних, и при транспорту крупнокомадастих материјала.

4.4. ОДНОС РАЧУНСКЕ ЕФЕКТИВНОСТИ И СТВАРНИХ ПОТРЕБА

Потребни транспортни ефекат код транспортних средстава одређује се количином терета у јединици времена који треба транспортовати у траженом правцу на одређено растојање.

Са техничке тачке гледишта при транспортовању тракама не постоји проблем савладавања великих брзина, па ни нагиба, те се овдје још једном наглашава значај облик и површина попречног пресека материјала на траци у циљу задовољења потребних капацитета транспортовања.

У циљу практичне уочљивости ефективности транспорта тракама према величини попречног пресека у табели 4.5. – прилог 4, се дају резултати прорачуна капацитета сходно различитим ширинама траке, конструкцији ваљака - слога ваљака и угловима природног нагиба терета при константној брзини кретања траке од $v = 1 \text{ m/s}$.

При прорачуну је усвојено да је $b = 0,9B - 0,05 \text{ m}$ и да је слободни пресјек терета облика троугла, ради једноставнијег рачунања, водећи рачуна о утицају φ_k - уносећи при рачунању његову пуну вриједност. Као што се види из наведене табеле ефикасност трака које имају примјену у рударству, у потпуности задовољава како садашње тако и будуће капацитете сви: врста рудника.

4.5. РАДНИ ПОКАЗАТЕЉИ ТРАНСПОРТЕРА

Прорачунски и експлоатациони режим рада транспортера одређују следеће три групе фактора:

- подужно оптерећење транспортера, његово дејство на дијелове транспортера, при реализацији обима експлоатације, и вријеме његовог деловања;
- стварно, експлоатационо, време и
- услови експлоатације и климатски фактори.

Капацитет и ефективност транспортера је количина терета транспортована у јединици времена.

Теоретски капацитет Q_t је капацитет који би остварио транспортер при нормалној попуњености попречног профила и при константној, проспектној, брзини кретања траке. Овај капацитет назива се и проспектним, конструкционим (номиналним) јер се према њему прорачунавају и конструишу сви дијелови транспортера.

Експлоатациони капацитет Q_e је стварно остварени учинак у јединици времена Он зависи од радних услова, особина материјала, степена попуњености профила и временског искоришћења транспортера (организације рада).

Однос експлоатационог и техничког капацитета одређује коефицијент искоришћења ефективности транспортера (4.21.):

$$K_{ei} = Q_e/Q_t \quad (4.21.)$$

ако се капацитет изражава у тежинским јединицама (4.22.):

$$K_{ei} = V_e/V_t \quad (4.22.)$$

На основу прорачунатог часовног капацитета транспортера прорачунава се подужно оптерећење траке од терета као и сви експлоатациони параметри транспорта.

Коефицијент годишњег времена искоришћења транспортера је однос ефективног, стварно оствареног и календарског времена рада за тражени временски интервал (4.23.):

$$K_{vi} = t_{ef,sm} / t_{sm} \quad (4.23.)$$

или на годишњем нивоу (4.24.):

$$K_{vi} = T_{ef,g} / T_g \quad (4.24.)$$

Коефицијент искоришћења ефективности транспортера одређен је количником средње и максималне ефективности транспортера (4.25.):

$$K_{ei} = Q_{pr} / Q_{bmax} \quad (4.25.)$$

гдје је:

- Q_{pr} - просјечни оставрени капацитет транспортера,
- Q_{bmax} – максимални капацитет багера.

4.5.1. Усклађивање транспортно - утоварних капацитета и одређивање прорачинског капацитета транспортера

Један од основних проблема континуалне експлоатације је синхронизација капацитета и рада откопног - транспортног комплекса машина. Зато се посебна пажња поклања оптимизацији њихових радних параметара и избору тих рударских комплекса.

При избору механизације за откопавање, утовар и транспорт мора се настојати да њихови капацитети буду што усклађенији ради омогућавања њиховог непрекидног рада, што већег искоришћења капацитета и спречавања преоптерећења транспортера.

У рударском комплексу багер – транспортери - одлагач су строго спрегнуте и међусобно зависне машине, па се при избор капацитета транспортног система, у који спада и одлагач, полази од капацитета роторног багера. Учинак багера зависи од следећих главних група фактора

- конструкционих и техничко-експлоатационих карактеристика багера,
- физичко-механичких особина материјала који се откопава и
- технолошко-организационих фактора.

Стална промјенљивост радне средине, врло сложена кинематика багеровања и други бројни фактори утичу да капацитет багера има врло велике осцилације које су главни проблем за оптимални избор параметара транспортног система. Транспортни систем, поред осталих захтјева треба да испуњава и следећа два:

- да превози материјал без просипања при максималном учинку багера и
- да транспортни и технолошки трошкови експлоатације буду минимални.

Прецизан избор капацитета и осталих елемената транспортера који ради у систему са багером веома је отежан врло неравномерном количином материјала коју откопава и утовара багер. Већина аутора препоручује избор транспортера према максималном капацитету багера Q_{bmax} тј (4.26.):

$$Q_{hp} = K_t Q_{bmax} \quad (4.26.)$$

гдје је:

- Q_{hp} - прорачунски тражени капацитет транспортера,
- K_t - коефицијент који одређује однос максималног капацитета багера према теоретском који може имати следеће вриједности $K_t = 1,3 - 1,4$ - за роторне багере и $K_t = 1,5 - 1,8$ - за багере ведричаре.

Тачне вриједности ових коефицијената зависе од особина и карактеристика материјала који се откопава, конструкционих карактеристика багера, радних услова, тренутних захвата багера итд.

Избор транспортера у функцији максималног (вршног) капацитета је нерационалан и неекономичан. Тако изабрани транспортер је предимензионисан и недовољно искоришћен. Боље је пригушивати капацитет багера, односно његов крактотрајни вршни капацитет, него изабрати предимензионисан транспортер са дугим радним вијеком који ће скупо коштати при набавци и у експлоатацији.

Уз то, и транспортер има свој максимални капацитет који се прорачунава преко укупне ширине траке, а који може бити већи, при упоређењу пресека терета на траци облика кружног одсечка, за 15 + 20% од техничког капацитета који се одређује преко носеће ширине траке. Додуше, тај се капацитет смањује ако се рубови траке интензивно хабају или цепају. Смањење ефикасности траке настаје и при прелазу траке из користаог облика у равну траку на месту претовара, па би се на тим местима морали постављати штитници да се материјал не би просипао. Ова два фактора, уколико постоје, битно утичу на смањење односа између теоретског и техничког капацитета.

Врло често произвођачи багера не димензионишу транспортер на багеру према вршном капацитету, Зато при избору етажних, односно транспортера у транспортном систему, не треба полазити од вршног капацитета већ од конструкционих карактеристика уграђених транспортера на багеру.

Транспортери у систему могу да имају еквивалентни капацитет монтираним транспортерима на багеру. Због могућности незнатног повећања коефицијента растреситости при претовару с багера на етажну траку, а нарочито због тога што су транспортери на багеру кратки, добро центрирани, мање изложени динамичким дејствима - може се успоставити следећи однос (4.27.):

$$Q_{ts} = K_2 Q_{trb} , \quad (4.27.)$$

где је: $K_2 = 1,15 - 1,20$ - коефицијент односа између капацитета транспортера у систему и на багеру.

У савременој рударској пракси технички параметри транспортера се димензионишу према главном техничком критеријуму, максималном сатном капацитету багера. Ради спречавања просипања материјала, предимензионирани су технички параметри транспортера: ширина, снага електромотора, тежина постројења - што има за последицу: велика инвестициона улагања и скуп транспорт. Из овог произилази да је испуњен техничко - технолошки захтјев - али не и економски јер тај систем не може бити оптималан, односно неће испуњавати економски критеријум да трошкови превоза буду минимални.

Изналажење оптималног рјешења је врло сложен проблем. Багер не може стално да остварује максимални капацитет, а за транспортере то није велики проблем ако су правилно одабрани.

У рударској пракси најчешће се прорачунски часовни капацитет транспортера Q_{hp} прорачунава преко максималног капацитета багера Q_{bmax} по обрасцу (4.28.):

$$Q_{hp} = K_k Q_{bmax} \quad (4.28.)$$

где је: K_k - корекциони коефицијент између наведених капацитета који је производ коефицијента неравнојерности откопавања и коефицијента искоришћења капацитета багера.

Коефицијент неравномерности капацитета багера K_n представља однос максималног тј. тренутног вршног и средњег, просечног, капацитета:

Капацитет роторног багера, као и вриједности наведених коефицијената, зависе, поред других утицајних фактора, и од структуре и минералног састава стена које се откопавају, па се у прорачунима рачуна као (4.29.):

$$Q_{tb} = 60q_r n = (0,7 \div 0,95) qn, m^3 rm/h \quad (4.29.)$$

где је:

- q - запремина ведрице багера без прстена,
- n - број пражњења ведрица у минути.

Капацитет багера изражен у секундама даје знатно мање ширина траке од ширине рачунате по обрасцима преко максималног капацитета багера $Q_{\text{мац}}$ и коефицијента пропорционалности за капацитет.

Подужно оптерећење транспортера, елементе вуче, снагу мотора би се требало рачунати према средњем часовном капацитету $Q_{\text{ср}}$ (ако се може тачно утврдити). Правилан избор техничких параметара транспортера у систему и максимално коришћење њиховог капацитета имају примаран значај јер битно утичу на цијену транспорта и експлоатације. Реални представник рационалних параметара транспортера је ширина транспортне траке од које зависе капацитет, маса транспортера, његов набавна цијена, одржавање итд.

Снижење цијене транспорта постиже се повећањем продуктивности, која би се остварила, већим степеном искоришћења расположиве механизације. Обзиром да у трошковима експлоатације знатно веће учешће има цијена транспорта него цијена рада багера - треба настојати да се већа пажња покљони искоришћењу капацитета транспорта у односу на багер. Пошто транспортери и багер раде у спреси не треба дозволити да се предимензионисањем транспортера омогући вршни капацитет багера, а да се при томе не снижавају трошкови експлоатације.

Избор параметара транспортера према вршном капацитету багера није оптимално рјешење јер би тако димензионисани транспортери углавном били прескупи. Једина предност таквог рјешења је у томе што би транспортни систем могао, без просипања, прихватити максимално откопане количине материјала и у краткотрајним, врло ријетким, временским интервалима у најповољнијим условима рада багера. Битно је истаћи и чињеницу да се повећање капацитета багера може постићи са мањим повећањем његове масе односно цијене за разлику од транспортера где је то повећање пропорционално повећању ширине траке. На транспорту ради и знатно више радника, већа је и потрошња енергије, те треба максимално користити капацитет транспортног система јер он знатно више оптерећује трошкове експлоатације.

4.6. РАДНИ ВИЈЕК ТРАКЕ И ЊЕГОВО ОДРЕЂИВАЊЕ

4.6.1. Анализа утицајних фактора

На радни вијек траке, њену радну способност и ефективност утиче сплет фактора који се могу подијелити на факторе сталног дејства и случајне факторе.

Случајни фактори обухватају: хабање облоге и ивица траке, раслојавање уложака, оштећење омотача траке и уложака пробијањем траке (попречни и подужни пробоји) оштрим крупним комадима или страним предметима.

У сталне факторе спадају: рударско-технички услови, физичко-механичке особине материјала, конструкционе карактеристике транспортера, радни и климатски услови.

Сваки од наведених фактора има посебан значај и може у знатном степену утицати на радни вијек траке. Испитивања појединих утицаја и фактора је компликовано ради истовременог дејства неколико истих, а поготов истраживања везана за њихов међусобни утицаји.

Рударско-технички фактори обухватају низ специфичности које одређују начин експлоатације, транспортну шему, типове машина итд. При разматрању степена њиховог утицаја нарочита пажња се обраћа код помјерљивих транспортера - јер при њиховом помјерању често се траса деформише, укошава - што проузрокује убрзано хабање траке.

Непосредни утицај на радни вијек траке имају *особине материјала* - нарочито гранулација и абразивност. На мјестима утовара и истовара постоји релативно кретање терета и траке. Трење материјала изазива хабање облоге и уложака чији интензитет зависи од абразивности честица.

Највеће хабање изазивају крупни комади руда обојених метала, најмање прашинасти материјала, угљени ситнеж, растресити равни материјал итд.

Гранулација терета има значајан удио у хабању траке, јер је испитивањима доказано да при крупноћи материјала класе 0 - 50 mm трајност траке је већа за 15 до 20% у односу на материјал крупноће 300 mm. Комади величине око 300 mm могу скратити вијек траке за 50%.

Конструктивне карактеристике трака и транспортера - Као што је познато улошци код гумених трака натапају се гумом, чиме се смањује хигроскопност, али се не спријечава у потпуности појава влаге у улошцима. Влага кроз пукотине продира у улошке и изазива њихово труљење и раслојавање. Услед продирања влаге у каркас облога се одваја од уложака и настаје њено кидање. Промјена количине влаге под утицајем температуре изазива промјене механичких особина уложака, физичко-механичких особина гуме и траке у цјелини. Ово се нарочито одражава на везе међу улошцима при ниским температурама.

Радни и климатски услови - Ниска температура негативно утиче на облогу траке односно смањује њену еластичност, проузрокује пуцање, омогућава веће продирање влаге и њено даље разарачко дејство у траци. Смјењивање температуре топљења и замрзавања има нарочито негативне посљедице јер се штетне појаве учестаније и интензивније манифестују. На ниским температурама повећава се чврстина код свих уложака, изузев оних израђених од памука и лана, смањује се релативно издужење уложака и гумене облоге, тј читава трака постаје кртија. Код синтетичких трака, са опадањем температуре, значајно расте модул еластичности, па ће бити изложене већим динамичким напрезањима при савијању траке на ваљцима и бубњевима.

Повећање еластичних особина гумених трака, у условима ниске температуре, постиже се коришћењем на мразу специјалних постојаних гума, израђених са различитим примјесима. Њихова примјена је неопходна јер еластичност гумене облоге и њена отпорност према хабању имају исти значај као и чврстина и отпорност на хабање уложака.

Трајност траке и њена радна способност, са аспекта конструкционих карактеристика транспортера, нарочито зависи од:

- мјеста рада (затворени или отворени простор);
- особина траке и њеног избора према радним условима (квалитета основе, особина и дебљине облоге, која мора одговарати карактеристикама материјала);
- правилне примјене траке, пажљивости монтирања транспортера, начин настављања траке, избора облоге бубња, благовременог ремонта итд;
- дужине траке и њене брзине, фреквенције обртаја траке од којих зависи хабање траке теретом, бубњевима и ваљцима проузроковано ударима терета на мјестима утовара и дјелимично савијањем око ваљака и бубњева;
- конструкције утоварних и истоварних уређаја, који утичу на величину ударне силе, нарочито код крупних комада, која изазива хабање траке;
- растојања ваљака, која у низу случајева прелазе дозвољене нормативе, а на њима се појављују велика напрезања, која доводе до хабања услед замарања материјала. Често се не води рачуна о условима рада (углу нагиба, дужини, почетном напрезању траке, врсти терета итд) броју неротирајућих ваљака и сл;
- конструкционе неусавршености и недостатака монтаже што изазива хабање ивица траке услед спадања траке на једну страну, једнострану вучу или искривљивање подужне осе транспортера, хабања облоге траке усмјеравајућим ваљцима центритајућих уређаја, а такође закованим носећим ваљцима услед прљавштине или запушења;
- неусавршености метода настављања крајева траке, једнострано утоварање које изазива клизање траке и хабање ивица о носећу конструкцију траке;
- конфигурација погона, нагиба трасе и
- правилног руковања, нормалног рада свих дијелова постројења, квалитетног одржавања и контроле итд.

Хабање горње облоге траке, прије свега настаје на мјестима контакта траке са усмјеравајућим штитницима утоварних уређаја. У почетку се појављује локално цијепање дужине 300 до 500 mm, а затим уздужни поцијепани појасеви који откривају ткање. Нарочита пажња треба да се поклони конструкцији усмјеравајућих штитника. Мјеста утовара и претовара главни су извори хабања траке, јер материјал пада на траку са одређене висине и има одређену силу удара, у зависности од висине пада и брзина кретања траке и материјала. Материјал може падати на траку из бункера вертикално, или крећући се по косим жљебовима, и падајући са мале висине при примјени додавача. Директни утовар из бункера има најнеповољније дејство на траку.

Најрационалнији начин утоварања треба да испуњава ове услове:

- млаз терета треба да се формира у усмјеравајућем жљебу, да се креће само клизањем, а не котрљањем, и да његов попречни пресјек одговара пресјеку материјала на траци при нормалном кретању;
- материјал треба да се спушта без удара те брзина терета мора бити једнака брзини траке, и имати исти правац, у моменту додира са траком.

Као амортизационо средство на претоварним пунктовима примјењују се често само ваљци са гуменом облогом дебљине 10 mm. Ако терет пада директно на ваљке, то погоршава услове рада нарочито ако је средњи ваљак истурен напријед. Стога је најбоље да се ваљци налазе у једној вертикалној равни. Кад у претоварним пунктовима не постоје амортизујући елементи, падање материјала проузрокује разарање траке.

Дугачке траке често имају погон са два бубња код кога, у зависности од конструкције, трака може носећом страном обавијати други бубањ, па се налијељене честице утискују у траку и оштећују је а при замрзавању материјала постоји још већа опасност, те се овакав распоред бубњева избјегава.

4.6.2. Анализа оштећења траке

У процесу рада постоји узајамно дејство између материјала и траке, као и осталих дијелова транспортера, које изазива њено хабање и разарање. На основу сталних и повремених дејстава појединих фактора испитивања су доказала да постоје следећи карактеристични облици оштећења:

- абразивно површинско хабање,
- хабање усљед заморености материјала,
- хабање усљед котрљања материјала/терета, као основни облици хабања,
- хабање и раслојавање ивица траке,
- раскидање мјеста везе крајева траке,
- пробијање траке оштрим и великим комадима или страним предметима, као основни облици оштећења.

Абразивно површинско хабање траке треба посматрати као резултат вишеструког дејства на траку оштрих ивица храпавих површина тврдих комада терета углавном на мјестима утовара и истовара. При сударању са траком, при постојању релативног кретања између материјала и траке, у додирним тачкама стварају се висока напрезања која смичу површински слој траке. Ово хабање је врло интензивно, зато се настоји повећања трајности траке конструисати таква постројења која и омогућују услове који ће хабање свести на минимум. Најопасније повреде, које смањују носећу и вучну способност траке су пробоји уложака, који углавном настају при падању комада са велике висине. Пробоји зависе од конструкционих специфичности постројења: дужине, ефективности, мјеста утовара и претовара, растојања између ваљака, затезања траке, угла нагиба бочних ваљака, физичко-механичких својстава материјала, тврдоће, крупноће, оштроугаоности и сл. Пробоји обухватају облогу и улошке. При већој еластичности облоге пробијају се само улошци. Пробој постаје жариште даљег разарања траке због њеног великог затезања, даљег дејства терета и бактериолошког дејства које изазива труљење траке. Око пробоја настаје зона у којој може доћи до кидања траке.

Пробоји облоге настају, углавном, при утовару или претовару. Оштре ивице крупних комада пробијају облогу и пошто дјелују под углом врше њено смицање и цијепање.

Као резултат дејства смичућих сила, које се појављују при обавијању траке око погонског бубња, на мјестима пробоја облога се *раслојава* и откида. Ово потпомажу и други фактори: продирање влаге под облогу, уређаји за чишћење, трљање траке по ваљцима и сл.

При настављању крајева траке помоћу копчи или закивака настају подужи разрези, при проласку преко уређаја за чишћење траке, бубњева, утоварних уређаја и при великом угибу траке између ваљака. Метални елементи оваквих настављања заклињавају се и режу траку.

Хабање ивица проузрокује контакт са носећом конструкцијом. Хабање настаје неравномјерно, на појединим мјестима, од којих се даље шири по пружању траке. Овим се откривају улошци и долази до њиховог раслојавања. Понекад се запажа интензивније хабање десне или лијеве ивице - што долази услед искривљене трасе или различитог оптерећења страна траке. Хабање заштитног слоја ивица траке и хабање уложака са њима смањује ширину траке, што утиче на ефективност и вучну моћ траке. Често се запажа да нагло смањење ширине траке настаје првих 2 - 3 мјесеца експлоатације.

При одређивању напрезања смицања у слојевима између уложака, која су основни узрок *раслојавања* уложака, треба траку посматрати као вишеслојну плочу која се савија око бубња уз сложено деформисање. Одређивање степена узајамне везе између слојева, тј. правилности расподјеле нормалних и тангенцијалних напрезања у улошцима и прослојцима између њих и анализа истих доприноси изналажењу и уочавању суштине појава које настају при савијању траке око бубња и квалитативне оцјене напрезања и деформација.

Основни облик хабања траке је хабање услед *заморености*, које константно дјелује и разара улошке и облогу траке. Код уложака оно настаје услед вишеструког напрезања на затезање, савијање и смицање. Напрезање на истезање настаје услед затезања траке које је највеће при покретању оптерећене траке. Напрезања савијања и смицања настају на ваљцима и нарочито на погонском бубњу. Појаве хабања облоге услед замарања се и данас изучавају.

Интензивност оштећења врло је различита и зависи од низа фактора. Оцјена утицаја сваког посебно повезана је са низом тешкоћа јер су неки експлоатациони фактори нестабилни. Уз то, и сама трака нема константне физичко-механичке особине. Испитивањима је доказано да се карактеристика истезања знатно разликује код једног истог типа траке. Чест разлог раног избацивања траке из употребе је њено пробијање, растезање и хабање горњих слојева абразивним материјалом. Отклањање узрока превременог избацивања из употребе може имати значајан економски ефекат због повећања радног вијека траке.

Испитивање трајности трака представља сложен и увијек актуелан задатак који обухвата широк круг различитих проблема, а користе се до сада утврђене методе и искуствени и литартурни подаци. Трајност трака одређује се према њиховој отпорности на хабање и осталим сложеним појавама њиховог разарања, а која зависе од основних физичких, механичких и термохемијских процеса. Тачније и једноставније рјешење овог проблема може се постићи растављањем на компоненте, простије и доступније, пажљивим изучавањем посебних појава, њиховог узајамног утицаја и величине.

Изучавање узрока простијих појава, које скупа чине процес хабања и разарања трака, а према томе одређују и њен радни вијек (на примјер: карактера расподјеле напрезања по улошцима при њеном савијању на бубњевима, раслојавања уложака, интензивности хабања облоге материјалима различите абразивности и крупноће, појава напрезања смицања између уложака и др.) мора се заснивати на теоретским поставкама и провјеравати и доказивати експериментално. Анализом утицајних фактора на радни вијек траке даје најбитније без утврђивања појединачних или узајамних утицаја и дејства ради сложености производних процеса у рударству. У сваком случају прикупљање искуствених података и лабораторијска испитивања појединих утицај имају задовољавајућу употребљивост у даљој пракси.

4.6.3. Прорачун радног вијека гумене траке и ваљака

Велика разноврсност утицајних фактора отежава дефинисање егзактне математичке зависности радног вијека траке од истих. Разноликост експлоатационих услова, врста и конструкција траке, мониторинг, одржавање и сл. предодређују различити радни вијек траке при транспорту истог терета.

До сада су извођени само појединачни/специфични експерименти ради утврђивања радног вијека траке и на основу њих је предложено неколико експерименталних формула за рачунско одређивање радног вијека. На основу већег броја експеримената за фактичко хабање траке у Русији је предложена формула за прорачун њеног радног века (4.30.)

$$T_t = \frac{20000B^2(L + 50)}{Q_h} K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 K_7 K_8, h; \quad (4.30.)$$

Гдје је:

- K_1 - коефицијент степена абразивности терета (табела 4.6. прилог 4)
- $K_2 - K_8$ - коефицијенти у зависности од конструкције и места рада траке (табела 4.7.-прилог 4)

Америчка фирма Goodyear предлаже за радни вијек текстилних трака следећи образац (4.31.).

$$T_t = \frac{D_b^{5,35} L}{V^{0,5} h_t^{6,27} \sigma_{kl}^{4,12}}, h; \quad (4.31.)$$

гдје је:

- D_b - пречник најмањег бубња,
- h_t - укупна дебљина траке,
- σ_{kl} - дозвољено затезање по цм ширине траке.

Као што се види из наведених метода прорачуна радног вијека траке узимани су у обзир различити фактори и различите величине утицаја истог фактора. Зато су њихови резултати само приближни и примјена ограничена на одређене услове. За сада, још увијек не постоји таква метода прорачуна која би обухватила све утицајне факторе на радни вијек траке. За потпуније рјешавање проблема неопходна су темељита експериментална и теоретска истраживања.

Као за траку могуће је експериментално и адекватним мониторингом рада транспортера утврдити и најважније факторе за одређивање радног вијека ваљака, при чему је једна од важнијих компоненти познавање степена утицаја њихових лежајева, који зависи од брзине кретања траке, оптерећења на ваљке и појава заморености. Осим тога избацавање из употребе ваљака везано је са њиховим прљањем, корозијом, дејством удара и других узрока које је немогуће тачно одредити и процијенити њихов утицај. Поред поемнутог одређени утицај има и хабање њихових омотача.

5. ТЕОРИЈА ПОГОНА

5.1. ОДНОСИ НАПРЕЗАЊА НА БУБЊУ И ПРОРАЧУН ОБУХВАТНОГ УГЛА

Траку као вучни и носећи орган транспортера покреће погонски бубањ помоћу трења између њега и траке величина вучне силе зависи од:

- а) силе затезања траке,
- б) обухватног угла око траке, α , $\text{rad} (^{\circ})$
- в) коефицијент трења, μ .

Да би погонски бубањ могао помоћу трења вући траку, мора постојати такав однос између сила затезања у наилазном и силазном краку траке при којем неће доћи до клизања траке по бубњу. Први закон тог односа, за идеалну нееластичну нит која обавија цилиндрично тијело, дефинисао је Леонард Ојлер у XVIII вијеку неједнакошћу (5.1.).

$$S_n \leq S_s e^{\mu\alpha} \leq C_0 S_s \quad (5.1.)$$

Ободна сила бубња W , која је уједно и неопходна вучна сила за савладавање свих концентрисаних и расподељених отпора, у ствари је разлика затезних сила у наилазном и силазном краку траке. Занемарујући отпор погонског бубња излази да је (5.2.):

$$W = S_n - S_s \quad (5.2.)$$

Или ако из првог обрасца ријешимо S_s , преко S_n и уврстимо у други образац може се одредити највећа вучна сила на бубњу (5.3.) и (5.4.):

$$W_{max} = S_s (e^{\mu\alpha} - 1) \quad \text{односно} \quad S_s = \frac{W_{max}}{e^{\mu\alpha} - 1} = C_s W_{max} \quad (5.3.)$$

$$\begin{aligned} W_{max} = S_n - S_s &= S_n - \frac{S_n}{e^{\mu\alpha}} = S_n \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \right) = S_n \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \\ &= C_1 S_n \end{aligned} \quad (5.4.)$$

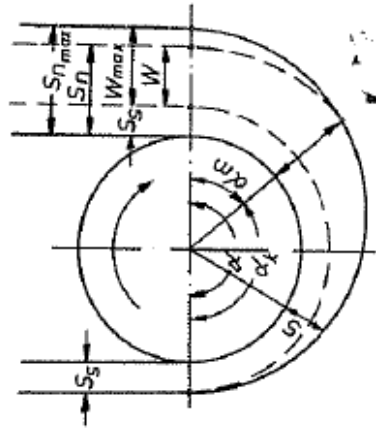
Ако је позната вучна сила W , наилазна затезна сила износи (5.5.):

$$S_n = W \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = C_n W \quad (5.5.)$$

У претходном обрасцу C_s и C_n су **коефицијенти пропорционалности** за силазну и наилазну затезну силу ако се прорачунавају у зависности од вучне силе W .

Пошто је трака савитљиви еластични елеменат, на наилазном краку има вече еластично издужење него на силазном краку. На бубњу, при његовом окретању, произилази стално проклизавање траке од мањег затезања према већем односно од тачке силаска ка тачки наиласка, које изазива хабање траке и омотача бубња. То се нарочито запажа код бубњева са меким омотачем и трака које се крећу око бубњева са керамичким омотачем.

Теоријски је доказано да је $W < W_{max}$, слика 5.1. те има своје место постојање лука клизања α_k , на страни силазног крака траке, по којем се врши предаја вучне силе, и лука мировања α_m , на наилазном краку траке, на којем не дјелује вучна сила и затезање S_s има константну вриједност.



Слика 5.1. Дијаграм напрезања на погонском бубњу

Однос највеће могуће вучне силе W_{max} на бубњу и стварне вучне силе W одређује величину коефицијента такозване резервне силе трења K_t .

У случају да је $W = W_{max}$ онда имамо: $\alpha_k = \alpha$ и $\alpha_m = 0$ са $K_t = 1$, а у случају $W < W_{max}$ онда имамо: $\alpha_k < \alpha$ и $\alpha_m > 0$ са $K_t > 1$.

Што је већи угао мировања тим је већа резерва силе трења у односу на вучно затезање. Величина коефицијента резерве одређује се по једнакости (5.6.):

$$K_t = \frac{W_{max}}{W} = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha k} - 1} \quad (5.6.)$$

При прорачунима за коефицијент резерве K_t неопходно је примјењивати вриједности 1,15 - 1,2. Ово је поготову нужно код оријентационих прорачуна снаге мотора. То је потребно урадити и због промјена експлоатационих и конструкционих услова рада постројења.

Ако се усвоји одређена вриједност за K_t врло се једноставно одређује однос између S_n и S_s преко познатих параметара вучног фактора по следећем поступку. Ако у почетној формули/неједнакости умањимо и десну и леву страну за S_s , добије се (5.7.):

$$S_n - S_s < S_s e^{\mu\alpha} - S_s < S_s (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (5.7.)$$

Ова неједнакост претвара се у једнакост (5.8.) ако леву страну помножимо са K_t :

$$K_t(S_n - S_s) = S_s(e^{\mu\alpha} - 1) \quad (5.8.)$$

односно (5.9.):

$$K_t = \frac{S_s(e^{\mu\alpha} - 1)}{S_n - S_s} \quad (5.9.)$$

До проклизавања траке сигурно неће доћи ако се усвоји $K_t \geq 1,2$ и ако претходни образац рјешимо по S_n . наилазној затезној сили добија се неопходно однос тог напрезања према C_c (5.10.):

$$S_n = \frac{S_s[(e^{\mu\alpha} + (K_t - 1))]}{K_t} \quad (5.10.)$$

Усвојена вриједност резервне силе трења, која омогућава постојан рад постројења и сигуран пренос без клизања траке, зависи од величине угла мировања који се може одредити по ниже наведеном експерименталном обрасцу. Трака мијења своју дебљину и прима вучну силу од бубња по луку проклизавања α_k . Укупна вриједност обухватног угла износи (5.11.):

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_m = \frac{1}{\mu} \ln \frac{S_n}{S_s} + 40 \frac{h_t}{D_b}, \text{ rad, односно } \alpha_k = \alpha - \alpha_m, \quad (5.11.)$$

гдје је:

- h_t - дебљина траке,
- D_b - пречник погонског бубња у mm

Дијаграм напрезања траке на погонском бубњу, приказан на слици 5.1., на којем C_{\max} - представља максималну затезну силу ако би бубањ вучну силу преносио читавим обухватним углом α . У обрасцима се пуна вриједност угла α може уврштавати само под условом да је однос између C_n и C_s одређен по обрасцу за израчунавање укупног обухвата угла. Ако то није случај, до клизања траке неће доћи ако се уврштава вредност за α_k .

У случају *транспорта терета наниже*, пошто погон треба кочити, треба испунити услов да нема клизања траке по бубњу, тј (5.12.):

$$S_s \leq C_o S_n \quad (5.12.)$$

А контурна сила кочења износиће (5.13.):

$$W = S_s - S_n \leq S_n (C_o - 1) \quad (5.13.)$$

Односно (5.14.):

$$\begin{aligned} W_{max} = S_s - S_n &= S_s - \frac{S_s}{e^{\mu\alpha}} = S_s \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \right) = S_s \left(\frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \right) \\ &= C_1 S_s \end{aligned} \quad (5.14.)$$

Кад је позната вучна сила W , можемо одредити наилазно и силазно затезање S_n и S_s (5.15.) и (5.16.):

$$S_s = W \left(\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + 1 \right) = W (C_s + 1) = C_n W \quad (5.15.)$$

$$S_n = \frac{W}{e^{\mu\alpha} - 1} = C_s W \quad (5.16.)$$

Ако је познато или усвојено S_s и познато односно прорачунато W , вучни фактор може се одредити по обрасцу (5.17.):

$$C_o = e^{\mu\alpha} = \frac{W + S_s}{S_s} \quad (5.17.)$$

што је добијено из израза (5.18.):

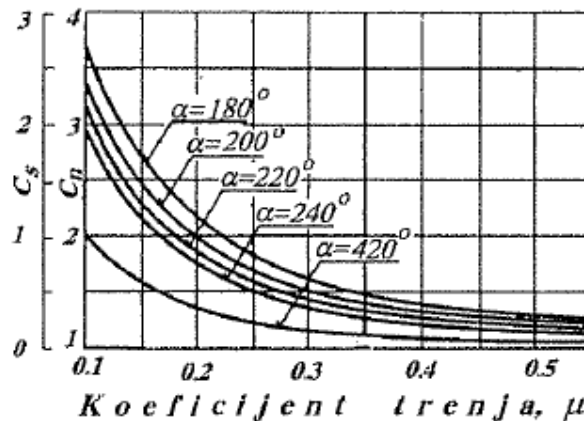
$$S_n = W + S_s; \text{ и } S_s e^{\mu\alpha} = W + S_s \quad (5.18.)$$

Сви претходни обрасци важе и за вучни режим уз услов да се умјесто S_s уврштава S_n и обрнуто. Кад је утврђена потребна снага, по било којој методи, за мотор транспортера, на основу ње може се одредити максимална затезна сила траке S_{\max} по формули (5.19.):

$$S_{max} = W + S_s = \frac{100P_{cf}}{v} \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) = \frac{100P_{cf} C_n}{v} \quad (5.19.)$$

При потреби веће ободне силе W , да не би повећали претерано затезање траке, што захтјева примјену чвршћих трака, примјењују се бубњеви са различитим омотачима ради повећања фрикционих особина или двобубањски погон.

Ради једноставнијег прорачуна затезних и вучних сила на на слици 5.2. приказане су величине коефицијената силаска C_s и наиласка траке C_n у функцији промјене величине коефицијента трења између траке и бубња μ и обухватног угла траке око бубња α .



Слика 5.2. Промјена коефицијената силаска C_s и наиласка траке C_n на погонски бубањ у зависности од μ и α

5.2. КОЕФИЦИЈЕНТ ТРЕЊА ИЗМЕЂУ ТРАКЕ И БУБЊА И ВУЧНИ ФАКТОР

Коефицијент трења између траке и бубња зависи од:

- стања додирних површина,
- врсте материјала додирног дијела бубња са траком,
- врсте материјала његове облоге,
- тврдоће материјала омотача траке и бубњева,
- специфичног притиска траке на бубањ,
- брзине проклизавања траке,
- времена рада облоге,
- услова рада и
- типа затезног уређаја

Величина овог коефицијента врло је различита код разних фирми и државних стандарда. Већина америчких и енглеских фирми, при прорачунима трака, примењује $\mu=0,25$ за челични бубањ без облоге и $\mu=0,35$ за бубањ обложен гумом. Нпр послје одређеног хабања траке те вриједности коефицијента трења износе $\mu=0,2$ и $\mu=0,28$ за наведене услове.

Погонски бубањ савремених трака обавија се фриксионим еластичним материјалом. Најширу примјену има еластична гума која омогућује довољно стабилан коефицијент трења око 0,3 и не изазива интензивно хабање доње облоге траке. За ужетне траке облога је дебела 15-20 mm, тврдине 60-70 шор јединица, и за ткане гумене траке 10-15 mm - тврдине 40-50 шор јединица.

Облога од керамике не може се рационално користити јер се трака интензивно хаба, а уз то облога се брзо загријава и губи своје фриксионе особине. Испитивања у овој области још се настављају. Осим тога наставља се и истраживање тачнијих објашњења физичке природе предаје напрезања контактним трењем.

Анализа показују да разлике између коефицијента трења за постојеће типове облога бубњева релативно нису велике.

Као најприхватљивије величине коефицијента трења и самим тим и вучног фактора C_0 , могу се сматрати величине дате у табели 5.1, која казује да се повећањем обухватног угла α и коефицијента трења μ вучна сила може вишеструко повећати, док се у табели 5.2. дају вриједности вучних фактора код транспортера са аутоматским затезним уређајима.

Савремена теоретска и експериментална истраживања настоје да што тачније одреде коефицијент трења μ у зависности од специфичног притиска траке по бубњу p , брзине проклизавања траке V_p , типа траке итд. Брзина проклизавања текстилних трака износи $V_p = (0,01 - 0,02)V_n$, m/s, док је код трака са језгром од челичних ужади десет пута мања. Приближно њена величина износи $V_p = \varepsilon V_n$, где је ε - релативно издужење траке.

У прорачунима се могу примјењивати и вриједности дате на слици 5.1.-прилог 5, зависне од врсте омотача, специфичног притиска и стања површина. За прорачун коефицијента трења $\mu = f(p)$, приближна величина специфичног притиска рачуна се по обрасцу (5.20.):

$$p = \frac{S_n + S_s}{BD_b} \quad (5.20.)$$

Гдје је BD_b изражено у см.

Тачнији износ специфичног притиска одређује се по формули (5.21):

$$p = \frac{\sqrt{S_n^2 + S_s^2 + 2S_n S_s \cos(\alpha - 180^\circ)}}{BD_b \cdot 10^6}, MP_a \quad (5.20.)$$

Зависност $\mu = f(p)$ приказана је на слици 5.1. – прилог 5. Ова зависност при великим вриједностима p исправља се, па нема потребе при великим затезним силама битно мијењати пречник погонског бубња. Савремене траке раде са притиском 10-20 N/cm² и није примјеђено смањење вучног фактора.

5.3. ПОВЕЋАЊЕ ВУЧНЕ СИЛЕ ПРИМЈЕНОМ ПРИТИСНИХ УРЕЂАЈА

Пренос вучне силе код једнобубањских погона ограничен је вриједношћу вучног фактора. Код дугачких транспортера, транспортера средњих дужина са великим оптерећењима и транспортера релативно мале дужине који вуку терет навише, једнобубањски погони не могу да задовоље, па су предложена разна конструкциона рјешења ради повећања преноса вучне силе на бубњевима а најчешће се примјењују: притисни ваљци и притисне траке.

При примјени еластичног притисног ваљка, слика 5.2. укупна вучна преносна сила једнака је збиру вучне силе бубња и њеног пораста на рачун трења између траке и притисног ваљка, тј (5.21.):

$$W = S_s(e^{\mu\alpha} - 1) + S_{pv} \mu e^{\mu\alpha}, N, \quad (5.21.)$$

гдје је: S_{pv} - сила притиска ваљака на бубањ.

Ако се трење повећава употребом *притисне траке*, слика 5.2. наилазна затезна сила траке износиће (5.22.):

$$S_n = S_s e^{\mu\alpha} + S_{pt}(e^{\mu(\alpha_2 + \alpha_3)} - e^{\mu\alpha_3}), N \quad (5.22.)$$

Гдје је:

- S_{pt} - затезање притисне траке, а обухватни углови се одређују према наведеној слици $\alpha_3 = \alpha - (\alpha_2 + \alpha_1)$.

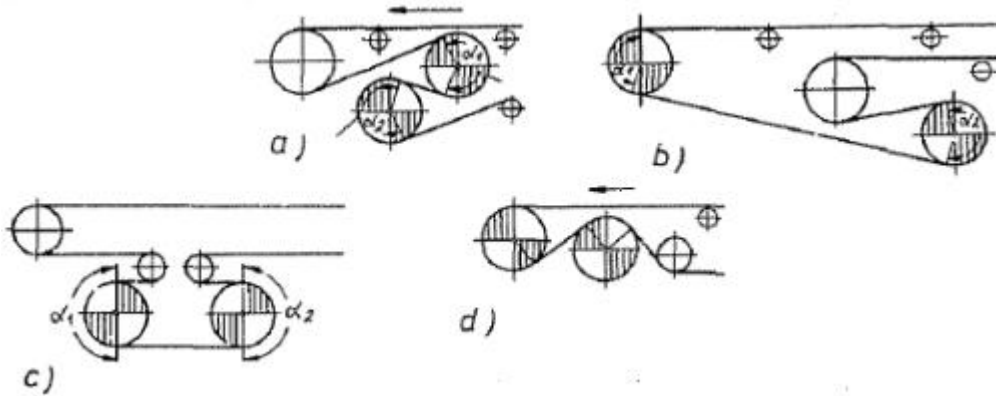
Преносна вучна сила износиће (5.23.):

$$W = S_n - S_s, N \quad (5.23.)$$

5.4. ОДНОС НАПРЕЗАЊА КОД ДВОБУБАЊСКОГ ПОГОНА

Савремене конструкције врло дугачких и ефикасних транспортера захтјевају врло велику вучну силу која се може савлађивати применом двобубањских погона са великим обухватним угловима.

Једнобубањски погон би захтјевао врло велико силазно напрезање које се не може остварити знатним повећањем вучног фактора на рачун незнатног повећања коефицијента трења. Такво рјешење захтјевало би чвршће и скупље траке, затезне уређаје великих димензија и снаге.



Слика 5.3. Шеме двобубањског погона

Примјеном двобубањског погона ти се проблеми отклањају. Пренос вучне силе код двобубањског погона врши се по принципима изложеним за једнобубањски погон. Шематски приказ расподјеле напрезања на оба бубња приказан је на 5.3.а. - Прилог 5, док је дијаграм напрезања на оба бубња приказан на 5.3.б.-прилог 5. Овдје је резерва силе трења, односно спријечавања проклизавања траке на погонским бубњевима, приказана само код првог погонског бубња. Највећу примјену имају "тандем" бубњеви тј. бубњеви са самосталним погоном. Диспозиција бубњева код двобубањског погона шематски су приказане на следећој слици 5.3. чиме се клизање траке остварује на оба бубња и сигурнија расподела напрезања на бубњевима. Ако се посматра погон у цјелини, максимални однос величина битних за вучу је следећи (5.24.):

$$S_s = \frac{WK_t}{e^{\mu\alpha} - 1} = C_{dw}K_tW \quad , \quad (5.24.)$$

па се и код двобубањског погона може за цијели погон тражити однос (5.25.):

$$S_n = S_s \frac{e^{\mu\alpha}}{K_t} = \frac{C_o}{K_t} S_s \quad (5.25.)$$

Гдје је:

- $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$,
- $\mu = \mu_1$ и
- C_{dw} - фактор вуче за двобубањски погон.

У таквом случају може доћи до клизања траке на једном од бубњева, па је исправно тражити тај однос за оба бубња посебно према вриједности параметара приказаних на слици 5.4., са циљем равномјерне расподјеле резервне силе трења на оба бубња тј. $K_{t1}(W_1) = K_{t2}(W_2)$.

Могуће је успоставити следећи однос (5.26.):

$$W_1 = S_{s1} \left(\frac{e^{\mu\alpha_1}}{K_{t1}} - 1 \right); \quad W_2 = S_{s2} \left(\frac{e^{\mu\alpha_2}}{K_{t2}} - 1 \right), \quad (5.26.)$$

Па како је (5.27.):

$$S_{s1} = S_{s2} \frac{e^{\mu_2 \alpha_2}}{K_{t2}} \quad (5.27.)$$

то добијамо однос (5.28.):

$$W_1 = S_{s2} \frac{e^{\mu_2 \alpha_2}}{K_{t2}} \left(\frac{e^{\mu_1 \alpha_1}}{K_{t1}} - 1 \right) \quad (5.28.)$$

Коефицијент расподле вучне силе C_{rw} представља однос вучних сила по погонима па кад се уврсте њихове вредности за случај $a_s = a_2 = 0$; $M_i = l-h = l^{-1}$, $K_n = K_{t2} = \frac{1}{K}$ добија се да износи (5.29.):

$$C_{rv} = \sqrt{\frac{e^{\mu \alpha}}{K_t}} \quad (5.29.)$$

При уврштавању параметара вуче двобубањског погона мора се водити рачуна и о одређеним специфичностима појединих погона Управо решавање проблема вуче може се одвијати у два правца: - да се одређује вредност обухватних углова и - да су познате њихове вредности и траже се остали параметри.

При одређивању вриједности обухватних углова могу постојати два случаја $\alpha_1 = \alpha_2$ и $\alpha_1 \neq \alpha_2$.

Код случаја када је $\alpha_1 = \alpha_2$ поступак је следећи: на основу утврђеног S_n и S_s одређује се **укупни вучни фактор** $e^{\mu \alpha}$ који је једнак њиховом количнику. Затим се одређује однос момената (5.30.):

$$C_{rw} = \sqrt{e^{\mu \alpha} \Sigma} \quad (5.30.)$$

за који се усваја нешто већа вриједност ради резерве у величини обухватног угла при могућим преоптерећењима.

У фази покретања, ако први стартује први бубањ, неопходно затезање траке, у тачки силаска траке са другог бубња, износи: $C_{c2} = W_1 C_{w1} - W_2$, а ако се прво покреће други бубањ: $S_{s2} = W_2 C_{w2}$. C_{w1} и C_{w2} представљају коефицијенти силазне силе првог и другог бубња. У оба случаја наилазна затезна сила износи: $C_n = S_{s2} + (W_1 + W_2)$.

У случају кочења (ободне вучне силе су негативне) захтјева се потпуно искоришћење вучне способности бубњева, а неопходна наилазна затезна сила, на првом бубњу, ако се он први укључује, износи: $C_n = |W_1| C_{w1}$. Ако први стартује други бубањ: $S_n = |W_2| C_{w2} - |W_1|$. У обје варијанте: $S_s = S_n - (W_1 + W_2)$.

Ако су уграђени индивидуални (самостални) мотори, расподјела оптерећења зависи од проклизавања, оптерећења номиналним моментима, еластичности траке итд. Да оптерећења мотора не би била изнад номиналних снага, треба снаге усвојити са великом резервом да би могле сигурно савлађивати све отпоре кретању траке. Наилазна затезна сила, која служи за избор траке, и силазна, за успјешну вучу, одређују величину вучног фактора ($C_0 = e^{\mu \alpha}$). Производ њихових односа за два погонска бубња је константна величина (5.31.):

$$\Sigma W = W_1 + W_2 = \left(\frac{S_{s1}}{C_{w1}} + \frac{S_{s2}}{C_{w2}} \right) C_{dw} \quad (5.31.)$$

Израчунавањем затезних сила на првом и другом бубњу (5.32.) и (5.33.):

$$S_{s1} = W_2 + S_2 \quad (5.32.)$$

$$S_{s2} = \left(\frac{W_2 C_{w2} + S_{s2} C_{w2} + S_{s2} C_{w1}}{C_{w1} C_{w2}} \right) C_{dw} \quad (5.33.)$$

и замјеном (5.34.):

$$W_2 C_{w2} = S_2 \quad (5.34.)$$

Добијамо фактор вуче за двобубањски погон (5.35.):

$$C_{dw} = \frac{S_{s2} C_{w1} C_{w2}}{S_{s2} + S_{s2} C_{w1} + S_{s2} C_{w1}} = \frac{C_{w1} C_{w2}}{1 + C_{w1} + C_{w2}} \quad (5.35.)$$

5.5. РАСПОДЈЕЛА СНАГА ЕЛЕКТРОМОТОРА ПО ПОГОНСКИМ БУБЊЕВИМА

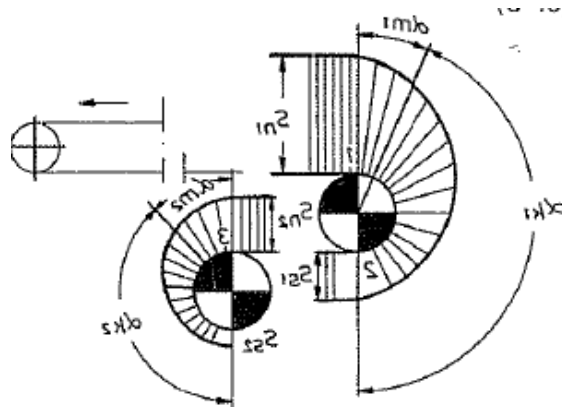
Велики капацитет, дужина и нагиб транспортера захтјевају велику вучну силу коју не може савладати само један електромотор, или је не може поднијети транспортна трака. Вучни фактори су различити и битно је доредити коефицијент расподеле вучне силе који треба да буде увијек већи од један $C_{rp} > 1$. То значи да два мотора у погонској станици не могу имати једнаке снаге. Први електромотор увијек има већу снагу. Да би се прорачунале тачне снаге по бубњевима, треба одредити односе између њихових вучних сила, односе вучних фактора и утврдити како се мјењају ти односи у функцији сумарног оптерећења. Расподела вучних сила, код транспортера са више погона, зависи од броја електромотора, њихових локација и карактеристика. На основу разлике између наилазне затезне силе на првом бубњу и силазне са другог погонског бубња прорачунава се укупна потребна снага погона (5.36.):

$$P = \frac{(S_n - S_s)v}{1000\eta}, kW, \quad P = P_1 + P_2, \quad (5.36.)$$

Гдје су: P_1 и P_2 - снага коју треба да пренесе први и други бубањ (5.37.). Однос ових снага $C_{rp} = P_1/P_2$ представља коефицијент расподеле и на основу његове величине прорачунавају се конкретне снаге електромотора

$$P_1 = \frac{C_{rp}}{C_{rp} + 1} P, \quad P_2 = \frac{1}{C_{rp} + 1} P \quad (5.37.)$$

Ако је први бубањ у главној погонској станици, а други на повратном крају, повратни бубањ служи и као погонски, слика 5.4., између њих дјелује отпор на прелазном делу траке, или повратној страни.



Слика 5.4. Расподел вучних сила на крајњим бубњевима транспортера

Прелазна дужина траке, дужина између погона, може имати малу дужину или је то дужина повратне стране транспортера. Са повећањем прелазне дужине расте, а смањује се односно захтјева већа снага мотора на повратној страни транспортера, а мања у главном погону. Из овог се може закључити да ће имати најмању величину при локацији првог мотора у главној а другог у повратној станици.

5.6. РАСПОДЈЕЛА ВУЧНИХ ФАКТОРА ПО ПОГОНСКИМ БУЉЊЕВИМА

Примјена вишепогонских транспортера условљена је великим вучним силама, чврстином траке, способношћу преношења вучних сила итд. Главни проблем примјене врло дугих транспортера је степен сигурног функционисања без кидања траке и њеног проклизавања по погонским бубњевима. Испуњење ових критеријума треба решавати на најекономичнији начин. Са порастом затезних сила мијењала су се и рјешења: повећањем обухватног угла на погонском бубњу, применом притисних уређаја и употребом више погона. Примена већег броја погона, ради савлађивања већих дужина транспортера, има више подваријанти: двобубањски погон у једној погонској станици, слика 5.3. двије погонске станице на крајевима транспортера, слика 5.4., као и више линијских станица, дуж транспортера.

Зато се посебна пажња поклања егзактнијем утврђивању основних параметара: вучних фактора, коефицијената расподеле снаге мотора и осталих параметара постројења ради реализације рачунских односа битних параметара. Расподела вучних фактора зависи од броја погона, њихових локација, конструкционих својстава транспортера, посебно погона. Локација погона утиче на промјену карактера расподеле вучних сила. Својства тих расподела се излажу прво за обичну погонску станицу са погонима један уз други и дефинишу односи између вучних фактора. Кад су оба погона у главној погонској станици један уз други, $\sigma = 0$, јер се може занемарити **отпор деформације траке**, па ће вучни фактори по погонима имати следеће величине (5.38.):

$$e^{\mu\alpha_1} = \frac{(C_{rw}+1)e^{\mu\alpha\Sigma}}{C_{rw}+e^{\mu\alpha\Sigma}}, \quad e^{\mu\alpha_2} = \frac{C_{rw}+e^{\mu\alpha\Sigma}}{C_{rw}+1} \quad (5.38.)$$

Вучни фактори могу се и усвојити. Сумарни вучни фактор погона рачуна се по обрасцу (5.39.):

$$e^{\mu\alpha\Sigma} = \frac{S_{min} + W_o + W_p}{S_{min}} \quad (5.39.)$$

Прорачуната величина вучног фактора одређује тип погона, број погонских станица и величине вучних фактора појединих погона. Уколико прорачунати вучни фактор не омогућава примјену само једне погонске станице - одмах се тражи друго рјешење.

Коефицијент расподеле вучних сила је основни параметар двобубањских погона јер од њега зависи снага мотора и вредности вучних фактора појединих бубњева. У погонској станици, кад су погонски бубњеви један уз други, његова оријентациона величина износи (5.39.):

$$C_{rw} = \sqrt{e^{\mu\alpha\Sigma}} \quad (5.40.)$$

Кад је $e^{\mu\alpha_1} = e^{\mu\alpha_2} = C_{rw}$, овај однос је најпогоднији за најефикасније коришћење свих параметара погона. Анализом зависности вучних фактора бубњева од коефицијента расподеле и релативног оптерећења је утврђено да је $e^{\mu\alpha_1} = f(C_{rw})$ криволинијска (хиперболичка) а зависност $e^{\mu\alpha_2} = f(C_{rw})$ праволинијска са почетном ординатом (5.40.).

$$\frac{C_{rw}(1 + \varepsilon)}{C_{rw}(1 + \varepsilon) + (1 - \sigma)} \quad (5.40.)$$

Након констатације да вучни фактори задовољавају, треба да се приступи избору електромотора, провјери критеријум сигурности траке те провјери стварне вриједности коефицијента расподеле снаге мотора. Електромотори се бирају на основу C_{rp} и крутости њихових механичких карактеристика. Ако постоје мотори који задовољавају оба захтјева, они могу радити на природној механичкој карактеристици при нормалном оптерећењу транспортера. Електромотори имају стандардизоване снаге и остале параметре, па се за величину коефицијента расподеле снаге најчешће усваја цијели број.

Досадашња искуства доказују да су рационални погони код којих је $C_{rp} \geq 2$. При томе се промјеном релативно мале снаге другог погона и његовим регулисањем, може регулисати режим рада

транспортера. Оптимални режим рада погона, при промјени оптерећења транспортера, остварује се вјештачким подржавањем режима рада при којем је $e^{\mu\alpha_1} = e^{\mu\alpha_2} = C_{\text{пр}}$ при свим промјенама оптерећења. Ово се постиже регулисањем рада електромотора другог бубња уградњом фазног ротора, који повећавају релативни отпор пропорционалан релативном издужењу траке. Уградњом оваквих мотора, са регулацијом режима њиховог рада, може се замијенити и аутоматски затезни уређај.

Уколико је неминовна промјена коефицијента расподјеле снаге електромотора, мијењају се, поред снага, и величине вучних фактора, као и наилазна затезна сила у траци. У том случају провјерава се да ли одговарају конструкција станице, електромотори и трака. Ако то није случај, прелази се на њихову замјену, или уградњу погонских станица на крајевима транспортера.

5.7. ДУЖИНА ТРАНСПОРТЕРА И ПРОРАЧУН НА ОСНОВУ ВУЧНЕ СИЛЕ И ЧВРСТИНЕ ТРАКЕ

На дугим трасама примјењује се више транспортера, узастопно постављених, са претоваром терета са једног на други. Оптимална дужина једног транспортера одређује се на основу техничко-економских прорачуна.

Дужина транспортера зависи од веома великог броја разноврсних утицајних фактора. Сви се они могу сврстати, углавном, у следеће групе:

- карактеристике терета,
- елементе трасе,
- услове рада и одржавања,
- квалитета израде свих огана.

Овде се даје преглед најбитнијих конструкционих параметара и њихов значај при одређивању дужине транспортера. Један од најважнијих параметара је **напрезање на кидање траке** које зависи од **ширине траке** и **броја уложака**. Траке са великим напрезањем на кидање израђују се од челичних ужади и од уложака, или слојева са више уложака, израђених од синтетичких влакана која имају већу отпорност на кидање три и више пута од природних влакана (дат преглед у наредним поглављима).

Најчешће, ради унификације опреме у једном транспортном систему, примјењују се мотори једнаке снаге, траке исте ширине и отпорности, а дужина појединих транспортера одређује се у зависности од **конфигурације трасе** и **потребне вучне силе**. Дужина транспортера на хоризонталној траси или по траси благог нагиба, знатно је већа у односу на трасу великог нагиба

Дужина транспортера најједноставније се одређује у функцији захтјеване вучне силе, коју развија електромотор познате ефективне снаге (P_{ef}) по ободу погонског бубња, или сигурне вучне силе траке (W_{doz}) прорачунате преко њене дозвољене наилазне затезне силе. Дозвољена вучна сила савлађује све отпоре кретања траке ΣW_i .

Ободна вучна сила мотора треба да је већа од вучне силе у траци. Рачуна се по обрасцу (5.41.)

$$W_{\text{оп}} = \frac{100P_{\text{cf}}}{v} \geq W_{\text{doz}} \geq \Sigma W_i \quad (5.41.)$$

Наилазна затезна сила траке на погонском бубњу одређује се у функцији контурних напрезања, а дефинисана је конструкцијом траке и коефицијентом сигурности на кидање траке, и износи (5.42.):

$$S_{\text{doz}} = B\sigma_{\text{ktdoz}} = B\sigma_{\text{kt}} : K_s = S_k : K_s = S_{\text{kdoz}} \quad (5.42.)$$

Сигурна вуча зависи, поред степена сигурности траке, од сигурности преноса вучне силе бубњем, па је однос сила на бубњу одређен обрасцем (5.43.):

$$S_n = C_n W; \quad (5.43.)$$

односно (5.44.):

$$W_{doz} = S_{ndoZ} \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{K_t e^{\mu\alpha}} = S_{kdoz} C_2 \quad (5.44.)$$

Приближна величина вучне силе у траци рачуна се по формули (5.45.):

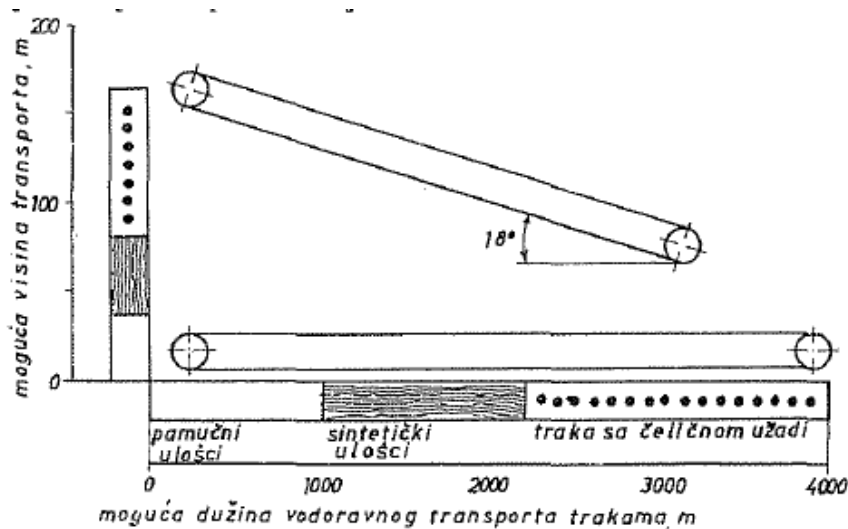
$$W = C_p L w [(q_k + 2q_t) \cos \lambda + q_o + q_p] + q_k L \sin \lambda \quad (5.45.)$$

Изједначавањем $W_{max} = W$ добијамо (5.46.):

$$L = \frac{S_{kdoz} C_2}{C_p w [(q_k + 2q_t) \cos \lambda + q_o + q_p] + q_k \sin \lambda}, m \quad (5.46.)$$

Тачнија дужина транспортера добила би се уврштавањем у именилац суме свих отпора кретању траке.

За одређену сатну ефективност, дужина транспортера се повећава повећањем ширине траке, дозвољеног напрезања на кидање траке, фактора вуче (који расте са порастом обухватног угла око бубња и трења између траке и бубња), смањењем нагиба трасе при вучи навише, и укупног коефицијента отпора кретању траке.



Слика 5.5.: Могућа дужина и висина транспорта транспортерима (Р:Боровић; 1997)

Дозвољена дужина транспортера, при осталим истим условима, не зависи толико од обухватног угла и коефицијента трења око бубња, колико зависи од броја и распореда погонских уређаја. Дужина хоризонталног транспортера се може повећати за 55% замјеном једнобубањског погона двобубањским, а за око 85%, ако се поставе погонски уређаји на оба краја. Наведени бројеви могу се мијењати зависно од обухватног угла и коефицијента трења, али ће њихов релативни однос бити сачуван.

Друга могућност постизања велике дужине транспортера је помоћу уметних или посредних трака, са сопственим погонима, који служе као носеће траке главне траке, захваљујући трењу између њих и главне траке, омогућавају постепено предају вучне силе главној траци и повећање његове дужине.

По шеми приказаној на слици 8.14,а повећање дужине постиже се постављањем више линијских погона дуж трасе на одређеним растојањима. Главни недостатак ове варијанте је велики број претоварних мјеста. Повећање дужине главне траке, посредством неколико уметнутих трака, приказано је на слици. 8.14,б.

Један од битних проблема при транспорту транспортерима је проблем савладавања великих дужина, односно израда дугачких транспортера. Повећање дужине транспортера захтјева: повећање отпорности траке (самим тим и већу набавну цијену); повећање снаге мотора и његове тежине; добија се отежано помјерање постројења; дужи ход затезног уређаја што ствара тешкоће нарочито код синтетичких трака с малим модулом еластичности.

Смањење дужине транспортера захтјева повећање броја погона и претоварних мјеста, што опет утиче на интензивније хабање траке и повећање броја запосленог особља. На мјестима претовара долази до просипања материјала, па треба више додатног рада око његовог поновног утовара. Купљење просутог материјала са механичким средствима, или дјелимично ручно, отежава и поскупљује транспорт.

Значај експлоатационих фактора код транспортних система је толико велики да условљавају општу тенденцију повећања дужине и смањење броја транспортера у транспортном систему. До недавно дужина транспортера је најчешће износила 400 до 500 m, а сада се израђују дужина преко 1000 метара и више. Техничко-економским анализама је утврђено да код примјене високопродуктивних континуалних откопно-утоварних машина/багера при дужини етажа 2500 до 3000 m - оптимална дужина транспортера, за транспорт јаловине, износи 1000 до 1500 m, што значи да би их у транспортној линији било свега 2 до 3. Снага мотора, код ових транспортера, достиже 3000 kW и више. Савремено владање техником израде трака и технолошким унапријеђењима створени су услови израде покретних транспортера дужине 2- 3 km са снагом мотора скоро 4000 kW.

6. ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ - ИЗБОР И ПРОРАЧУН КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНАТА ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ

Прорачун конструктивних карактеристика транспортера се ради у циљу димензионисања истог и подразумеива следеће групе активности: избор транспортне трасе, анализа карактеристика материјала, прорачун капацитета (ширина и брзина траке), прорачун снаге погона, прорачун конструктивних елемената транспортера, спецификација опреме транспортера.

У претходним поглављима књиге су анализирани услови употребе транспортера, услови за дефинисање транспортних траса, карактеристике материјала који се превозе, а у овом се обрађују питања и параметризација конструктивних елемената транспортера у циљу дефинисања његовог капацитета.

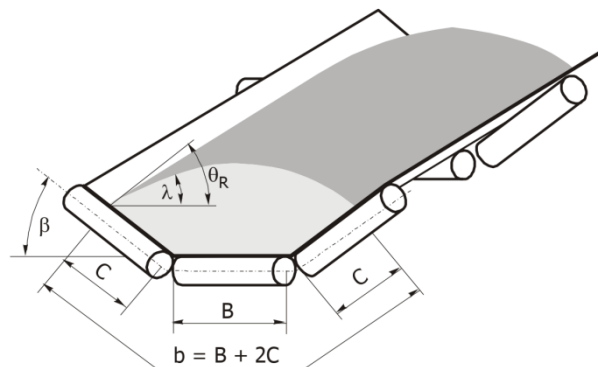
Капацитет транспортера са траком првенствено зависи од ширине и брзине траке. За одређени капацитет, материјал може бити транспортован са широм и споријом или са ужом и бржом траком.

6.1. ПРОРАЧУН КАПАЦИТЕТА ТРАНСПОРТЕРА И ПРОРАЧУН ПРЕСЈЕКА МАТЕРИЈАЛА НА ТРАЦИ

Тачност прорачуна капацитета транспортера се своди на проблем **правилног одређивања површине попречног пресјека материјала на траци**, у зависности од следећих фактора:

- ширине траке,
- облика корита траке, којим се у великој мјери, поред особина материјала и дефинише величина попречног пресјека материјала на траци. Од облика корита траке зависи величина окинтуреног дијела материјала на траци (Поглавље 4)
- особина материјала (врста материјала, гранулометријски састав односно крупноће материјала, сортираности материјала, запреминске масе и насипне запреминске масе γ_n у t/m^3 , угла природног нагиба материјала, коефицијента спољашњег трења и других особина-љепљивост, абразивност, влажност итд). Од особина материјала зависи умногоме и величина слободно формираног профила материјала на траци,
- брзине траке
- динамичких сила у току транспорта,
- профила транспортне трасе,
- начина утовара материјала и не мање важно
- организација рада са циљем максималног коришћења фонда времена и рационалним распоредом и коришћењем људи и средстава.

За одређивање **попречног профила пресјека терета и носеће ширине траке** постоји више метода, које се могу сврстати, према геометријском облику слободно формираног попречног пресека материјала и, као што је наведено у поглављу 4. Може имати облик равнокраког троугла, кружног одсјечка и параболичног одсјечка.



Слика 6.1: Облик профила материјала на траци

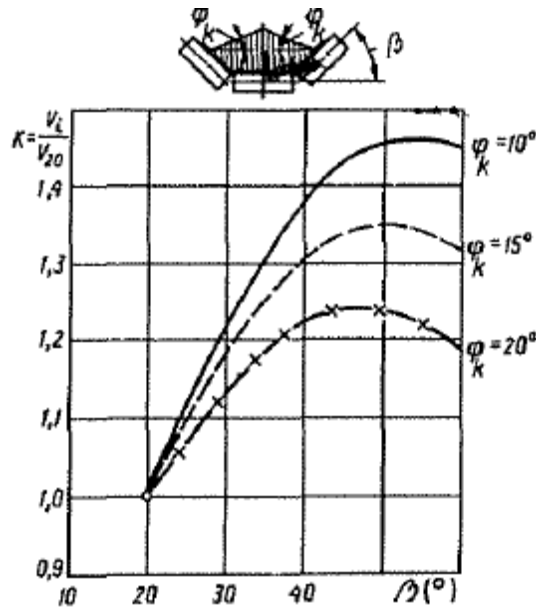
На основу утврђене **површине профила материјала на траци** – поглавље 4 , часовни капацитет транспортера на хоризонталном транспортеру, се рачуна се по изразу (6.1.):

$$Q_h = 3600 A v \gamma_n = 3600 \psi b_n^2 \gamma_n v = K b^2 v \gamma_n, t/h \quad (6.1.)$$

Гдје је $K = 3600 \Psi$ - коефицијент пропорционалности за капацитет транспортера, који су дати у табели 6.1. - Прилог 6, прорачунат на напријед наведене начине (поглавља 4.2. и 4.3.) усвојивши да су ваљци у слогу једнаке дужине, односно да је $m = 0,33$. Ради компарације резултата, усвојено је да носећа ширина траке износи један метар $b = 1$ m.

На основу ових константних вриједности прорачунати су коефицијенти пропорционалности површине профила Ψ , односно површине у m^2 , за константно $b = 1$.

Капацитет транспортера, при једнакој ширини, може се повећати, без повећања брзине, остваривањем веће површине пресека материјала на траци и то **повећањем угла нагиба бочних ваљака**, што се може сагледати у табели 6.1. - Прилог 6 и видјети на слици 6.2.



Слика 6.2. Зависност коефицијента ефикасности од угла β за различите материјале

Пораст је врло значајан код најмањих вриједности за φ_r а код већих φ_r раст је мањи. То проистиче из чињенице да трака са дубљим коритом има већу оконтурену површину са које се не просипа материјал. Пошто је φ_r знатно мање од φ логично је да нагиб бочних ваљака мора бити сразмјерно већи да би оконтурена површина била што већа, односно њен коефицијент пропорционалности - као што се види из табеле 6.1. - Прилог 6. Ако би се β одређивало према φ , његове оптималне величине износиле би:

φ°	50	40	и	30	односно	$\varphi_{\text{kmin}}^\circ$	10	20
β°	20	30		36		β_{max}°	65	45

Нагиб бочних ваљака може се повећавати само до 50° , за усвојене величине φ_r , јер се даље не повећава површина профила, а самим тим ни транспортни капацитет, табела 6.2. - Прилог 6. Ако се β повећава са 20° на 45° - капацитет расте за 30%, при константним осталим величинама. Коефицијент односа запреминске ефикасности транспортера, различитог угла нагиба бочних ваљака V_i и транспортера са $\beta = 20^\circ$ (V_{20}) под истим условима, приказан је на слици 6.1.

Краци равнокраког троугла, повучени са основице под углом φ , код **метода рационалних геометријских параметара, приказаних у поглављу 4** представљају нагиб граничних клизних равни испод којих не **може** доћи до просипања материјала. Површина тог троугла је, уствари, реално могућа максимална површина. **Услед** вертикалних вибрација смањује се висина троугла - управо тај облик прелази у облик параболичког одсјечка еквиваленте површине, слика 4.1. - Прилог 4. или облик кружног одсјечка мање површине (табела 6.1 - Прилог 6). У оба случаја повећава се φ_k .

Пошто су вриједности равнокраког троугла еквивалентне параболичком одсјечку за $\varphi_p = 0,60\varphi$, то се табела 6.1. (Прилог 6) може знатно скратити, заокружавањем вриједности коефицијента пропорционалности за ефективност на десетице, па приказати као у табели 6.2. (Прилог 6) које служе као вриједности за прорачун капацитета транспортера.

У пракси се најчешће остварује кружни одсјечак испод тангенти повучених према хоризонтали под угловима: 12° за лако покретљиве, 20° средње покретљиве и 27° за слабо покретљиве материјале. Зато се препоручују коефицијенти пропорционалности за капацитет назначени истакнутијим цифрама. Као што се види из табеле 6.2.-Прилог 6, они имају мање вриједности од величина испод најближих углова за троугласти пресјек.

У циљу упоређивања резултата појединих метода профили су сведени на заједничку основу на тај начин што је усвојена носећа ширина траке $b = 1$ те сви обрасци имају заједнички облик изразу (6.2.):

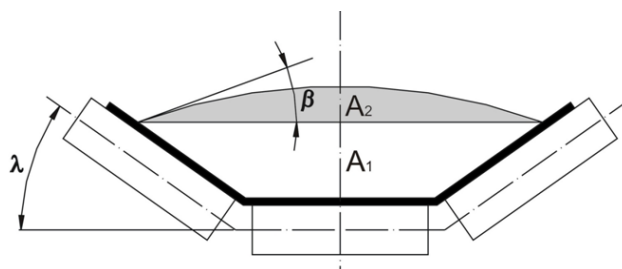
$$Q_{h1-5} = K'vY_n, t/h \quad (6.2.)$$

гдје је K' - **коефицијент пропорционалности** за ефективност који зависи од *профила траке и степена његове попуњености, угла природног нагиба материјала у кретању и коефицијента коритастости траке*.

На овај начин K' је квалитативни коефицијент јер при истој брзини траке v и истој насипној запреминској маси γ_n указује на значај профила, односно представља јединичну техничку норму. Веома је велики утицај угла нагиба материјала на коефицијент пропорционалности за ефективност (слика 6.1.-Прилог 6.), те се не могу прихватити методе које не уносе његову реалну вриједност - без обзира колико је тачна претпоставка о облику пресјека слободно формираног профила.

Поред разлика условљених елементима профила битне су и разлике које потичу од усвојених облика профила, а које се реално крећу од 15 до 20%. Нпр на слици 6.2.-Прилог 6. приказан је упоредни дијаграм часовног капацитета за траке ширине 1000-2000 mm за исте параметре, према стандардима различитих земаља: 1, 2 и 3 - усвојиле су облик профила равнокраког троугла; 4 и 6 кружног одсјечка; 5, 7 и 8 одсјечка параболе; 9 - двије методе параболичног и кружног одсјечка, односно методу рационалних геометријских параметара.

Заједничка карактеристика неких савремених метода прорачуна капацитета је да у обрасцу за ефективност нису реално заступљени, или су чак потпуно изостављени, битни елементи површине профила φ_k , и m - па дају тачне резултате само за материјале који имају φ приближно једнако константној вриједности обухваћеној нумеричким коефицијентом. **Метода рационалних геометријских параметара** у општем аналитичком обрасцу обухвата све битне елементе који одређују облик и величину површине пресјека, повезујући и усклађујући њихове рационалне односе за постизање максималне ефективности транспорта за било коју врсту терета.



Слика 6.3.: Слободно формирана и оконтурена површина профила материјала на траци

Доњи дио попречног профила је формиран траком, тј. типом слога ваљака који носе траку – A_1 .

Горњи, слободни дио попречног профила се формира у зависности од вриједности угла слободног држања у кретању, пошто је површина формирана под дејством сила унутрашњег трења и гравитације – A_2 .

6.2. КАПАЦИТЕТ ТРАНСПОРТЕРА ПОД НАГИБОМ

При прорачуну капацитета транспортера под нагибом мора се водити рачуна о осипању материјала услед нагиба/пада што утиче на смањење капацитета. То се постиже увођењем коефицијента смањења капацитета k . Зато се часовни ефекат транспортера под нагибом рачуна по обрасцу (6.3.):

$$Q_{hn} = kQ_{hor} \quad (6.3.)$$

гдје је;

- Q_{hor} – капацитет хоризонталног капацитета транспортера,
- k – коефицијент смањења капацитета ради нагиба.

Природно је да коефицијент k зависи од многих фактора. Неправилан облик комада терета пружа могућност повећања угла нагиба у односу на честице сферичног облика. Код несортитаног материјала угао нагиба може бити већи од сортираног, због постојања крупних блокова али само код материјала који нису сферични. Равномјерно натоварена трака омогућава већи угао нагиба. Битан је и утицај влажности материјала јер она знатно смањује величину профила материјала на траци. Осипање материјала зависи од угиба траке између ваљака итд. Отуд велике разлике у његовој величини, које су приказане на слици 6.3.-Прилог 6. Препоручене вриједности по ДИН 22101:

Нагиб транспортера $\lambda, ^\circ$	2	4	8	12	16	20	22	24	26	28	30
Коеф. смањења капацитета k	1	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56

Гранични угао нагиба траке са глатком површином одређен је коефицијентом трења између траке и материјала. Подаци из праксе доказују да нагиб до 8° практично не утиче на смањење капацитета код многих материјала. Све ово упућује на закључак да се за све материјале, са врло различитим особинама, који се превозе транспортерима са тракама, различитих конструкционих карактеристика и у различитим условима са различитим режимом пуњења, не може примјенити иста вриједност за k - усвојена према критеријуму угла нагиба транспортне путање као једином критеријуму.

Треба поћи од степена покретљивости честица, табела 1.4. (поглавље 1) и усвојити различите вриједности за наведене групе - уз респектовање фактора који утичу на стабилност материјала на траци као што су: динамичка дејства, ексцентричност, начин утоварања итд. Подаци из праксе и експериментална испитивања доказују да су реалне следеће вриједности:

- за лако покретљиве честице при промјени нагиба за сваки степен капацитет се смањује за 1%, до максималног нагиба трасе $\lambda = 18^\circ$;
- за средње покретљиве честице.

$\lambda, ^\circ$	0 ÷ 6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
k	1	0,98	0,96	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66

- за слабо покретљиве честице

$\lambda, ^\circ$	0 ÷ 10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
k	1	0,98	0,96	0,94	0,86	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60

Ове три групе вриједности и наведени гранични углови нагиба препоручују се за прорачун капацитета транспортера са нагнутим транспортним путањама.

6.3. ПРОРАЧУН ШИРИНЕ ТРАКЕ

6.3.1. Утицајни фактори на ширину траке

Ширина траке условљена је углавном неопходном количином производње и гранулацијом, односно величином комада терета који се транспортује као и обликом корита и величином затезне силе у траци.

Прорачун укупне ширине траке В се може вршити на неколико начина преко једначина за **часовни капацитет** уз услов да имамо познате остале елементе и потребну часовну производњу. Користећи коефицијент пропорционалности за ефективност К из табела 6.1. и 6.2. - Прилог 6 или дијаграма – слика 6.2. - Прилог 6, у зависности од методе прорачуна површине профила материјала на траци, можемо прорачунати укупну ширину траке (6.4.):

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q_h}{K_k \gamma_n k} + 0,05} \right), m. \quad (6.4.)$$

гдје је:

- В - укупна ширина траке, m
- Q_h – часовни капацитет транспортера, t/h
- K_k - коефицијент пропорционалности,
- γ_n – насипна запреминска маса материјала, t/m³
- k - коефицијент смањења капацитета због нагиба транспортера.

При прорачуну ширине траке веома је важно повести рачуна и о следећа три битна фактора који знатно утичу на њену величину:

1. Током употребе траке усљед затезања долази до њеног истезања и смањења њене ширине. Величина сужења траке на рачун истезања зависи од конструкције траке, дебљине и броја уложака, врсте материјала од којег су израђени улошци, услова рада (јачине затезања и карактера оптерећења, времена употребе траке, влажности и температуре околне средине, влажности терета итд.).
2. Смањење ширине траке настаје и усљед њеног хабања о усмјеравајуће уређаје за њено кретање
3. Трака се током рада, усљед читавог низа фактора, периодично помјера у попречном правцу на једну или другу страну. Величина помјерања зависи од постојања уређаја за центрирање траке и регулисање њеног кретања, конструкције уређаја за утовар терета, конструкције ваљака, стања квалитета подмазивања њихових лежајева, ширине траке и сл.

Усљед смањења ширине траке - смањује се њена вучна и носећа способност, а може доћи и до расипања терета - нарочито при примјени трака са синтетичким улошцима који се највише истежу под оптерећењем. При одређеним условима до расипања терета може доћи и при попречном повременом помјерању траке по ваљцима, јер се у тим случајевима стварна оса траке не поклапа са осом утоварног лијевка па се терет на траци распоређује асиметрично.

Из наведених разлога произилази да је неопходно успоставити рачунски однос између **носеће** и **стварне/укупне ширине траке**. То је најлакше постићи увођењем коефицијента **резерве ширине траке** \check{s} , па се носећа **ширина** **b** може дефинисати као производ укупне ширине **B** и коефицијента резерве ширине траке t_j . $b = \check{S}B$.

Коефицијент \check{s} обухвата све факторе који утичу и одређују реалну носећу ширину траке међу којима су најглавнија претходна три и следећи фактори:

- расипање терета после напуштања ивица усмјеривача, које зависи од крупноће и облика комада терета који се транспортује;
- пораст расипања терета на рачун промјена његових особина у различитим периодима рада траке;
- распоред терета на траци, који је условљен начином утовара, трећем између бокова и дна утоварног уређаја и промјеном особина терета током утовара.

Ова анализа утицајних фактора **на величину ширине** траке упућује на неопходност конкретног рјешавања овог проблема у зависности од намјене, конструкције постројења и услова рада.

Ширина траке је основни техничко-економски показатељ постројења који се мора прорачунати на основу свих специфичности постројења ради избегавања субјективног прилажења овом проблему. При томе је веома важно оперисати са експериментално утврђеним елементима прорачуна за конкретне услове рада и карактеристике читавог постројења.

6.3.2. Одређивање носеће ширине траке у функцији капацитета

У прорачунима површине профила материјала на траци установљено је да је иста пропорционална квадрату ширине траке без обзира о којој се методи или профили ради.

Ради прорачуна ширине траке, капацитет можемо рачунати по следећем обрасцу из којег се добија облик једначине приказане у првом обрасцу за прорачун укупне ширине траке (6.5.):

$$Q_n = 3600\psi^2 B^2 \psi v \gamma_n k = 3600(0,9B - 0,05)^2 \psi v \gamma_n k = K_k (0,9B - 0,05)^2 v \gamma_n k, t/h \quad (6.5.)$$

Гдје је:

- 0,9B-0,05, носећа ширина траке,
- ψ - коефицијент пропорционалности за површину профила (табела 4.3, који помножен са 3600 даје коефицијент пропорционалности за ефективност K - табела 4.4 и 6.2.)

Код широк трака преко 2000 mm носећа ширина траке може се рачунати по обрасцу (6.6.):

$$b = B - 0,250, m. \quad (6.6.)$$

На основу критеријума рационалних геометријских параметара ваљака, њихове типизације и еластичности траке, оптимални угао нагиба бочних ваљака на носачима са три ваљка, за траке са памучним улошцима, износи 20°, за синтетичке и ужетне траке као еластичније, при већој ширини од 800 mm, најпогоднији би били углови од 30° и 35°.

За нарочито широке синтетичке и ужетне траке ($B > 2$ m) могу се примјењивати носачи са пет ваљака са угловима нагиба бочних ваљака $\beta_1 = 18^\circ$ и $\beta_2 = 54^\circ$. На основу наведених формула се у табели 6.3.- Прилог 6. коефицијенти пропорционалности за капацитет код транспортера са 1, 2 и 5 ваљака, заокружени на приближно мање цијеле бројеве - прорачунати за троугласти слободно формиран профил.

Носећа ширина траке, према стандардима (бивши ЈУС М.Д2 050) рачуна се по обрасцу (6.7.):

$$b = \sqrt{\frac{3600A}{K_k}}, m \quad (6.7.)$$

Површина пресека терета A рачуна се (6.8.):

$$A = \frac{Q_n}{k3600vK_1\gamma_n}, m^2, \quad (6.8.)$$

Гдје су:

- k – коефицијент смањења капацитета због нагиба транспортера,
- K_1 – коефицијент попуњености профила 0,8 до 1,0.

Битни недостаци оваквог приступа (што је био случај код бившег ЈУС стандарда) код прорачуна b , A и O_h су усвајање троугластог пресека материјала на траци, уношење субјективизма при усвајању коефицијента попуњености профила и усвајање одређеног ϕ_k за одређену врсту материјала.

Највећи број аутора сматра да реална вриједност носеће ширине траке износи:

- $b = 0,9B - 0,05$ – усвојена вриједност у Немачкој, Русији и Шведској;
- $b = 0,8 B$ – Чешка Република, Мађарска и Француска;
- $b = B - 75 \text{ mm}$ – Велика Британија;
- $b = 0,833 B$ – САД (фирма Link-Belt);
- $b = 0,9B - 0,045 \text{ САД}$ (Goodyear).

На основу ових метода, на слици 6.4. - Прилог 6. су приказани дијаграми степена искоришћења ширине траке у појединим земљама, гдје је уочљива значајна разлика у величини носеће ширине траке. Наведене методе прорачуна дају својеврсне екстремне вриједности. Метода Енглеске има висок проценат искоришћења укупне ширине, а методе у САД, Чешкој, Мађарској имају ниско искоришћење. Метода по њемачком стандарду DIN даје средње вриједности искоришћења ширине траке.

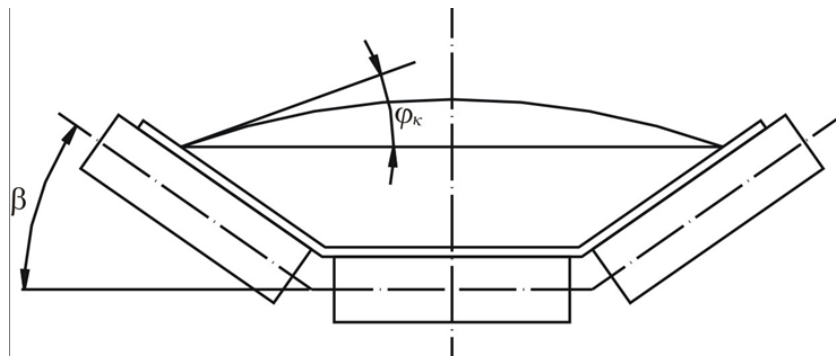
Најбитнији недостатак свих наведених метода је у томе што је за одређивање носеће ширине траке једини критеријум укупна ширина траке. Неоспорно је да је то најважнији параметар али се при одређивању носеће ширине траке, односно односа $b : B$, мора водити рачуна о начину истовара траке, углу нагиба материјала при кретању, површини пресека материјала, коритастости траке, нагибу бочних вијака, растојању између ваљака, величини дужинског оптерећења, затезној сили у траци, крутости траке итд.

Ове методе одговарају тракама добре попречне еластичности. Код крутих, недовољно затегнутих трака, трака се исправља између ваљака, смањује се њена коритастост и повећава носећа ширина.

6.3.3. Одређивање ширине траке у функцији гранулометријског састава и карактеристика материјала

Расути материјал код кога је гранулометријски састав уједначен је материјал уједначеног састава са малим варијацијама у величини комада. Овакав материјал се може добити вјештачким путем двоструким сортирањем/просијавањем (сортирањем по максималној и минималној величини комада) за специјалне намјене – пијесак, ломљени камен – агрегат за бетон итд. Овакав материјал има веома мале варијације у величини комада, и сувише је мала да би утицала на ширину траке, па се стога и не разматра.

Код друге категорије, величина комада варира у широким границама од максималне до минималне (постојање прашинасте фракције). Овакав тип материјала се нормално јавља при откопавању, као излаз из дробилице или као природно стање материјала. Пошто највећи број транспортера ради управо са оваквим материјалом, питање потребне ширине траке према критеријуму максималне величине комада у има веома велики значај. Ова група материјала је даље подијељена у двије категорије, назване *материјал-Х* и *материјал-У* у зависности од процентуалног учешћа комада максималне величине.



Слика 6.4. : Угао природног нагиба материјала на траци

За сортиран материјал са претежним садржајем комада „крупноће а“ за све врсте материјала по обрасцу (6.9.):

$$B = (3,5 - 4,2)a' \quad (6.9.)$$

Код несортираних материјала, ако је учешће комада са дужином од $0,8 a_{\max} - a_{\max}$ веће од 10% укупне масе онда се средња величина комада за читаву маса материјала означава са a_{\max} , а ако је учешће тих комада мање од 10% за средњу величину комада читаве масе материјала се усваја $a_{sr} = 0,8 a_{\max}$.

Карактеристике материјала - За сипкије материјале са $\phi_k < 30^\circ$ а поготову материјале који формирају профил кружног одсјечка потребна је већа укупна ширина од оне која се добија по наведеним методама. Усвајање веће носеће ширине од могуће показало се несврхисходним јер долази до расипања терета, а самим тим и до повећања радне снаге за његов утовар. Нарочита пажња посвећује се њеном тачном одређивању код нестационарних трака.

Због дејства динамичких сила на мјесту претовара - доћи ће до просипања материјала при заустављању траке. Ако се жели постићи веће искоришћење укупне ширине - онда се на тим мјестима морају поставити штитници.

У наредној табели 1.6./Прилог 6. даје се преглед карактеристика материјала у смислу њихове сипкости у односу на вриједности угла ϕ и угла ϕ_k а у табела 6.6.а-Прилог 6. дају се вриједности угла ϕ_k с обзиром на врсту материјала према стандарду DIN. При датој брзини траке, усвојена ширина мора бити довољна за транспортовање количине материјала дефинисане пројектом. При одређивању ширине траке према *критеријуму капацитета*, велики значај имају особине материјала који се транспортује.

Утоварни лијевак мора бити довољно велики да пропусти сваку могућу комбинацију комада, што са своје стране поставља захтјеве за минималном ширином траке, независно од капацитета. У највећем броју случајева, ширина утоварног лијевка је 2/3 (65 до 70%) ширине траке (у случају ситнозрних, лако покретљивих материјала, ширина утоварног лијевка је 50% ширине траке, али тада величина комада није битна.).

6.3.4. Минимална ширина траке у зависности од гранулације

При транспорту материјала са крупним комадима, ширина траке прорачуната према капацитету мора бити провјерена према величини комада. Максимална величина гранулације одређује минималну ширину траке којом се може материјал транспортовати без испадања комада.

Усвојена ширина траке мора задовољавати *критеријум крупноће комада*. Свака гранулација захтјева одређену минималну ширину траке, а неправилно изабрана ширина траке проузрокује скраћење радног вијека траке и ваљака, испадање комада већих габарита са траке, а осим тога, може доћи до заглављивања на претоварним мјестима, уз појаву оштећења траке. Површина попречног пресека је умањена због потребе да се остави веће сигурносно растојање.

С обзиром на све ширу област примјене тракастих транспортера у рударству и грађевинарству за транспорт материјала различитих крупноћа, проширио се и дијапазон материјала по крупноћи па је данас у употреби класификација на:

- материјале средње крупноће $61 \div 300 \text{ mm}$;
- материјале велике крупноће $301 \div 500 \text{ mm}$;
- материјале врло велике крупноће $> 500 \text{ mm}$.

Постоје врло различите методе за прорачун ширине траке у зависности од гранулације и процентуалног учешћа крупних комада, па се овде наводе само неке најкарактеристичније. У литератури и препорукама произвођача најчешће се ширина траке даје у зависности од гранулације и рачуна по обрасцима:

За равни несортирани материјал (6.10.):

$$B = 2a_{max} + 200, \text{ mm} \quad (6.10.)$$

За сортирани материјал (6.11.):

$$B = 3,3 a_{sort} + 200, \text{ mm}, \quad (6.11.)$$

гдје су: a_{max} и a_{sor} - највећа и средња величина комада мјерена по дијагонали, mm.

У ове обрасце уклапају се шведски, јапански, њемачки, руски и наши стандарди итд. Међутим, постоје и одступања. У прилогу 6. су дате препоручене ширине траке коју даје америчка компанија "Goodyear"- табела 6.4.- Прилог 6. шведска компанија "Trelleborg"- табела 6.5.-Прилог 6. **Максималне дозвољене величине комада** и њихово процентуално учешће у укупној количини, за најчешће примјењиване ширине трака на површинским коповима, дате су у табели 6.6.- Прилог 6. Упоредни дијаграм зависности минималне ширине траке од максималне димензије комада приказан је и на слици 6.5.-Прилог 6. Из напријед наведеног је уочљиво да постојање значајних разлика у приступу и дозвољеним ограничењима и величинама максималне димензије комада, говори о недовољној изучености ове проблематике. Прије доношења дефинитивне одлуке о величинама неопходно је имати на уму и следеће:

- комади величине преко 400 mm имају веома ниско запреминско процентуално учешће у укупној маси ископине које на површинским коповима не прелази 20%;
- савремено рударство, са циљем увођења континуалне технологије, све више врши селекцију крупних комада ради лакшег транспорта ископине;
- проблем утврђивања процентуалног учешћа крупних комада, у минираним материјалу, или његово одређивање при избору метода бушења и минирања је врло сложено;
- код магистралних транспортера не примјењују се траке ширине испод 800 mm;
- уколико су комади крупнији, мора се полазити од што нижег процентуалног учешћа, а уколико су ситнији, обзиром на њихову заступљеност, од што мање њихове максималне димензије.

Полазећи од најхитнијих наведених фактора, предлаже се избор ширине траке за следеће двије групе материјала:

- за материјале који садрже крупне комаде са $a_{max} < 20\%$ укупне масе и то за гранулацију до 400 mm (6.12.):

$$B = 3,3 a_{sort} + 200, \text{ mm}, \quad (6.12.)$$

- а за крупну гранулацију (6.13.):

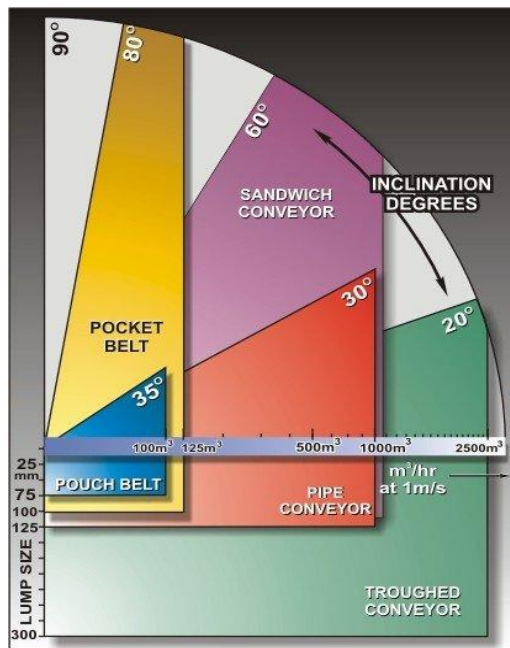
$$B = (2,76 - 3,3)a_{max}, \quad (6.13.)$$

- за сортиран материјал са претежним садржајем комада крупноће a' за све врсте материјала по обрасцу (6.14.):

$$B = (3,5 - 4,2)a' \quad (6.14.)$$

Што представља избор ширине према стандарду DIN.

Проблем транспорта великих комада при одређеној ширини траке може се ријешавати мањим растојањем ваљака, већом вучном силом траке и повољнијим уређајима за утовар терета. Прорачунату ширину траке према ефективности и гранулацији треба заокружити на прву већу стандардну величину - водећи рачуна о попречној еластичности траке, односно да угиб траке буде у дозвољеним границама. Угнутост траке зависи од броја уложака, дозвољеног напрезања на киданье и нагиба бочних ваљака.



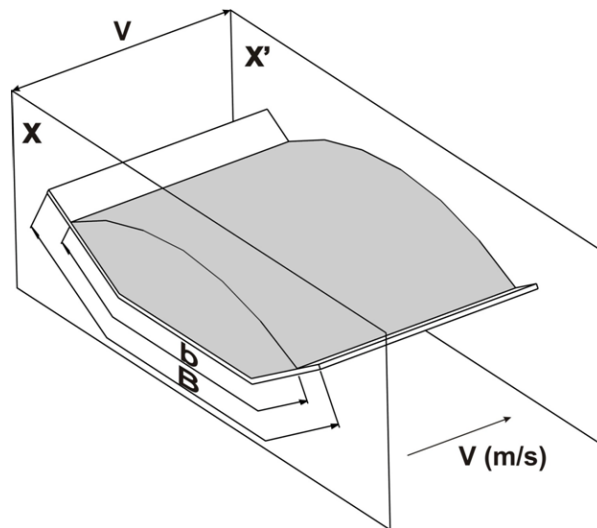
Слика 6.5. Дијаграм са приказом различитих конструкција транспортера и њихове употребе према крупноћи комада, капацитету и углу нагиба трасе за брзину кретања траке од 1 m/s (<http://www.pipeconveyor.com/Papers/Modern>)

Слика 6.5. показује погодност употребе појединих врста и конструкција транспортера који од низа параметара укључујући:

- површину попречног пресека појаса,
- процента/степен попуњености профила (максимални степен пуњења). Максимални степен попуњености у пракси се креће обично у распону од 50-60%,
- величина комада чврстог материјала,
- ограничења тежине у смислу максималне тежине по дужном метру траке.

6.4. ИЗБОР БРЗИНЕ ТРАКЕ

Брзина и ширина траке су, како је већ речено, најбитнији елементи од којих зависи транспортни капацитет транспортера. Брзина зависи од услова рада, врсте терета, начина утовара и истовара, ширине траке, конструкције ваљака, карактеристика погонске станице итд. За лак, мек и ситан материјал брзина може бити већа него за крупан, тврд и тежак материјал.



Слика 6.6. Избор брзине траке

На основу исустава избор **превелике брзине** може да доведе до одређених негативних последица :

- Веће брзине доводе до бржег и интензивнијег хабања и оштећивања траке и других дијелова транспортера при транспорту абразивних материјала или комада оштрих ивица, чиме опрема постаје неупотребљива. Такође, оперативни трошкови расту због потребе за чешћом замјеном дијелова и дужим временима застоја.
- Потреба за учесталашћу и квалитетом одржавања расте са порастом брзине траке. Тракасти транспортер је стационарни комад опреме, од кога се очекује константни поуздани рад, без потребе за посебном пажњом.
- Велике брзине изазивају веће распршивање ситних фракција материјала, што доводи до губитка материјала и рада у запрашеној атмосфери, која негативно утиче на функционалност опреме.
- Велике брзине изазивају проблеме при транспорту прашкастих, као и крупнокомадастих материјала (порастом динамичких оптерећења у лежајевима ваљака, порастом просипања терета и удара блокова о траку, кртошћу материјала што је битно при утовару истовару).
- Велике брзине изазивају деградацију одређених материјала, чиме се умањује њихова функционална вриједност.
- Брзина траке је ограничена дозвољеним максималним брзинама обртања ваљака (Велике брзине захтјевају знатно квалитетнију израду склопова постројења, балансирање носећих ваљака, савршеније заптиваче, већу чврстоћу лежајева, знатно квалитетније редукторе итд.).

Уз то, пракса је показала да велике брзине код трака мањих ширина изазивају нестабилно кретање, спадање траке са ваљака или њено укошавање у случају једностраног утовара.

Максималне брзине могу бити у неким случајевима и прекорачене због:

- велике транспортне дужине,
- гранулација материјала је много мања од максимално дозвољене,
- материјал садржи мали удио крупних фракција,
- утоварно мјесто је добро конструисано, тако да се утовар одвија уз минималне ударе и напрезања,
- траке које се користе су јаке, робустне и отпорне на ударе, тако да могу да поднесу напрезања при већим брзинама,
- транспортери који се не користе стално, већ повремено током дана/недеље/мјесеца,
- систематско одржавање високог квалитета, када су трошкови инсталације доминантна ставка.

Поред ограничења за максималне брзине постоји ограничење и за минималне брзине диктиране врстом и карактеристикама терета.

Доња граница брзине мора да омогући одвајање терета од траке при истовару материјала преко бубња, који не смије клизити низ траку ради хабања. Гранична минимална брзина износи за скоро све рударске терете 0,75 m/s јер се мања брзина сматра нерационалном и може бити примјењена само за специјалне случајеве (на примјер за сортирање и дозирање са траке, при чему су дозвољене брзине: 1,0; 0,8; 0,63; 0,5 m/s).

У следећим случајевима се препоручују **ниже брзине**:

- транспортни систем унутар постројења који се састоји од великог броја кратких транспортера,
- материјал садржи комаде непогодног облика и величине,
- материјал садржи већи удио крупних фракција,
- претоварна мјеста су просјечне конструкције и квалитета,
- траке које се користе су просјечног квалитета,
- постоје ограничења у брзини везана за конструкцију ваљака и траке,
- систем мора да непрекидно ради,
- просјечно одржавање.

Оптимална брзина трака још увијек није одређена нити је одређена закономјерност њеног пораста како на површини тако и у подземним просторијама. Ради тога су брзине трака врло различите па се овде наводе неке препоруке дозвољених брзина. У зависности од врсте материјала и ширине траке у табелици 6.7. - Прилог 6. наводе се брзине за површинске копове. Избор брзине у зависности од врсте ископине и ширине траке може се вршити и према дијаграму на слици 6.6.-Прилог 6. који је израђен на основу иностраних стандарда и норматива разних земаља и фирми. Дозвољене брзине дате су на основу хабања, замарања траке и трајности ваљака.

Питање избора оптималне брзине траке представља сложен задатак који се рјешава у зависности од свих раније наведених фактора. Уз ово треба подвући и чињеницу да се утицај брзине траке на њен радни вијек и њену радну способност може утврдити само на основу дужих испитивања током употребе. Избор брзине траке према максималном теоретском капацитету откопних средстава није рационалан јер се тај капацитет ријетко остварује, трака би имала велики број обртаја а то утиче на њен радни вијек, и уз то не би била довољно оптерећена. Пораст брзине захтјева већу потрошњу енергије због допунских динамичких дејстава терета и траке при преласку преко ваљака. Зато се брзина усваја нешто мањом од оне коју захтјева максимални капацитет производње водећи рачуна о коефицијенту неравномјерности капацитета откопних средстава и кратковремености претовара траке.

Економски прорачун и подаци из праксе доказали су да је увек боље изабрати већу брзину и мању ширину за исти капацитет. Константовали смо да се са повећањем брзине смањује напрезање траке и омогућава примјена тање или мање чврсте траке која је јефтинија и која омогућава примјену редуктора са мањим преносним односом, веће растојање између ваљака, мањи пречник ваљака и погонског бубња, а самим тим лакши и јефтинији погон. Због свега изложеног у задње вријеме постоји стална тенденција пораста брзине траке, иако је то условљено повећањем тешкоћа око израде квалитетнијих дијелова транспортера и свим раније наведеним факторима који ограничавају брзину траке.

6.5. ИЗБОР ТРАКЕ

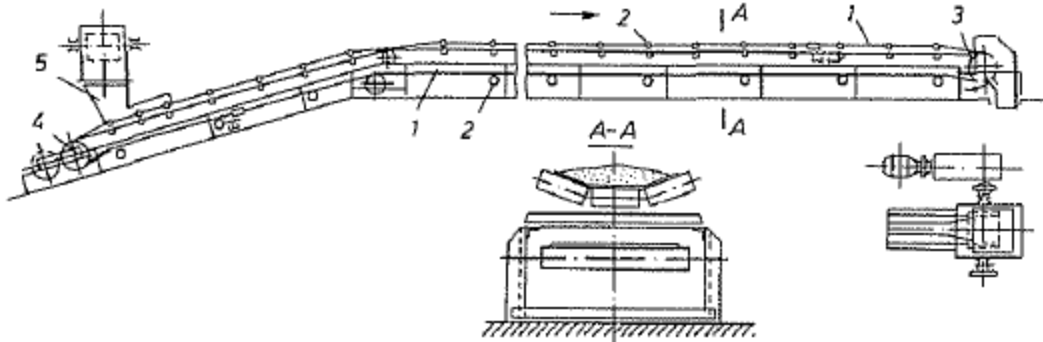
Да би извршили коректан избор траке неопходно је сагледати све отпоре кретању траке на основу којих се дефинише вучна сила транспортера односно дефинишу све силе и максимална сила напрезања траке у датој специфичној транспортној траси. Познајући потребни капацитет, транспортну трасу и материјал који се транспортује, дефинисање и избор траке ће имати пресудан значај за прорачун и избор свих других конструктивних дијелова транспортера. Изабрана трака ће издржати све отпоре кретању који се могу јавити у било којој тачки транспортне трасе, јер ће својим карактеристикама издржавати све силе напрезања у циљу остваривања довољне вучне силе која савладава поменуте и дефинисане отпоре.

Дакле у овом поглављу се приказују сви отпро и дефинисање типа и врсте траке која ће задовољити захтјеве конкретних радних услова на некој траси транспорта.

6.5.1. Отпори кретању транспортне траке

6.5.1.1. Класификација отпора кретању траке

При транспортовању материјал се превози хоризонталним или путањама под нагибом, до мјеста истресања или које може бити на вишем или нижем нивоу. Траса по којој се креће затегнута трака састоји се од праволинијских и криволинијских дијелова/дионица између погонске и повратне станице у којима трака обавија бубњеве, слика 6.7.



Слика 6.7. Шематски приказ транспортера са траком: 1 - трака, 2 - валици, 3 - погонска станица, 4 - затезна станица, 5 - утоварни лијевак, 6 - носећа конструкција

Елементи транспортне путање имају врло велик утицај на транспортни ефекат и отпоре који проистичу из транспортовања. Одређивање снаге и избор мотора може се вршити само на основу познавања распореда сила отпора у механизму транспортера, тежине његових појединих дијелова и тежине корисног терета/материјала на траци.

Укупни отпор транспорта тракама састоји се од више појединачних отпора који се појављују у разним величинама и облицима на појединим мјестима транспортне линије. Укупни отпор кретању транспортера са тракама:

- отпор ношења терета,
- отпор трења у легајевима ослоних ваљака (повратни и носећи дио),
- отпор трења у легајевима вратила погонског, затезног, усмјеравајућег и повратног бубња
- отпори савијању траке,
- отпори истоварних уређаја,
- отпори у погонским и преносним механизмима (мотор-вратило, ККД који се дефинише коефицијентом корисног дејства к. к.д. погонског механизма, величина к.к.д. одређује степен механичког савршенства постројења, што је он већи то су мањи штетни отпори).

Најраспрострањенија и најобухватнија подјела отпора обухвата двије групе отпора: расподијељене или дужинске (линијске) и концентрисане отпоре.

- Отпори покретних дијелова транспортера,
- Концентрисани отпори,
- Линијске (расподијељени) отпоре

Сви отпори кретању траке потичу практично из три физичке силе/величине:

- Гравитациона сила – која ствара гравитационе отпоре на мјестима истовара на већој висини од тачке утовара, када се материјал креће у супротном правцу од дејства гравитације. Тада на материјал и траку дјелују гравитациони отпори. Уколико се транспорт обавља наниже, гравитационе силе помажу кретању;
- Инерциона сила - код отпора убрзања јер компоненте брзине у смјеру кретања траке, када се материјал утовара, и његова брзина није иста. Утоварени материјал мора да се убрза до

- брзине кретања траке и као посљедица такве ситуације настаје отпор убрзању или инерциони отпор на мјесту утовара. Истовар материјала не компензује губитке настале код утовара;
- Силе трења – које ставарају отпоре трења који се супротстављају кретању траке на три начина: као отпори котрљања, клизања и унутрашњег трења. Кретање траке изазива ротирање многих дијелова транспортера и вучна сила мора бити довољна да савлада те отпоре. На појединим дијеловима транспортера (чистачи траке, бубњеви, утоварни лијевак) материјал или трака морају да свладају отпоре трења клизања. Између слојева ваљака долази до угибања траке и до „отварања“ корита које формира трака. Попречни пресјек материјала се незнатно промијени при сваком наиласку на слој ваљака. Посљедица овог течења је кретање комада материјала у односу једних на друге, као и у односу на траку, при чему се јавља унутрашње трење. Осим тога и сама трака се деформише током кретања, при чему се такође јављају отпори усљед унутрашњег трења.

Прорачун отпора кретању врши се на два начина: глобалном методом, прорачунавањем потребне снаге за поједине радње, што захтева примену одређених искуствених коефицијената, и методом појединачних отпора на појединим деловима траке - која даје тачније резултате, али захтјева добро познавање конструкционих дијелова траке. Прва метода се примјењује код грубљих, оријентационих прорачуна, кад нису познати сви техничко-експлоатациони елементи, а друга метода при детаљном прорачуну постројења за конкретне радне услове.

6.5.1.2. *Компоненте расподијељених отпора*

Расподељени (дужински) отпори дејствују по читавој дужини трасе на праволинијским и криволинијским дијеловима. **Расподијељени отпори** дјелују по читавој дужини транспортера на оптерећеном и повратном краку траке:

1. отпор кретању траке
2. штетни отпори трења

Отпор кретању траке је основни елемент теорије вуче и њене практичне примене. Врло је битно познавати компоненте коефицијента отпора и утицај параметара постројења на величину отпора. Недовољно познавање компоненти отпора онемогућава предузимање мера ради смањења коефицијента отпора.

Трака је носећи и вучни орган постројења што има пресудан утицај на одређивање сила отпора кретању. Трака је довољно еластичан, како уздужно тако и попречно, вучни елемент па при кретању по ваљцима произилази низ реверзбилних процеса: непрекидно се деформише међу ваљцима, подижући се и спуштајући у вертикалном правцу, мења се коритастост траке, која је мања између ваљака него на ваљцима итд. Терет на траци практично одржава конструкцију и кретање траке, тј. такође се деформише, односно ваља при чему рад деформације зависи од механичких особина терета и брзине деформације. Прелазећи преко ваљка и трака се деформише при чему се рад деформације некорисно троши на загревање траке. Деформација траке зависи од квалитета облоге траке, њене дебљине, а такође и од структуре, броја уложака и пречника ваљака. Поред тога, трака окреће ваљке те савлађује отпор окретању/ротирању ваљака.

Према карактеру дејства све силе које се супротстављају кретању траке могу се сврстати у двије групе: силу отпора од деформације терета и траке и силу отпора ротирању ваљка, која обухвата и отпор усљед утискивања ваљака у траку.

За савлађивање отпора деформације траке и ваљања терета код снажних транспортера потребна је велика снага мотора. Помоћу мјерних трака мјерен је тај отпор и његове саставне компоненте у зависности од затезне силе у траци, дужинског оптерећења, угла нагиба бочних ваљака, брзине траке, растојања између ваљака итд.. Установљено је да величина вертикалног притиска на средњи ваљак зависи од тежине терета који се налази изнад њега, да величина притиска на бочни ваљак зависи од угла његовог нагиба због дејства хоризонталне компоненте терета, узајамног помјерања слојева материјала у попречном правцу и бочног савијања траке које расте с порастом угла нагиба бочних ваљака. При повећању нагиба за 10^0 и 15^0 отпор усљед деформације повећава се за 15% и 40%.

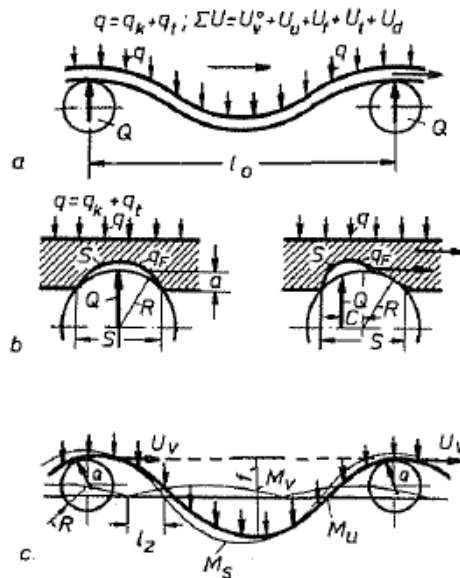
Ради једноставнијег мјерења и утврђивања, односно прорачунавања њихове вриједности укупни отпор кретању траје се даље дијели на саставне компоненте:

- a) отпор од деформације или ваљања терета
- b) отпор од савијања траке/деформације траке
- c) отпор ротирању ваљака
- d) отпор услјед утискивања ваљака у траку
- e) динамички отпор који зависи од брзине траке (слика 6.8.)

Све до недавно се сматрало да основни и главни дио отпора при кретању траке са теретом чини **отпор ротирању ваљака** и њиховог **утискивања у траку**. При томе се сматрало да је главни узрок за различите отпоре ваљака њихова конструкција и услови експлоатације. Без сумње, ова два фактора су веома битна, али се мора водити рачуна и о осталим наведеним факторима који су врло релевантни за величину укупног отпора. Зато ће се у даљем излагању разматрати основне компоненте отпора кретању, као и утицај најбитнијих параметара на величину општег коефицијента отпора кретању траке. **Отпор ротирању ваљака U_r** зависи од (слика 6.8.a):

- конструкције ваљака,
- брзине ротирања,
- затезне силе у траци,
- начина запртивања,
- пречника ваљака,
- растојања између ваљака,
- дужинских оптерећења

Губици од трења у лежајевима ваљака мањи су код ваљака са учвршћеним осовинама него код других типова ваљака. Отпор ротирању зависи од: врсте лежајева, квалитета израде ваљака, степена заптивености, заштите лежајева итд.



Слика 6.8. Шема отпора кретању траке преко ваљака

Притиснути тежином траке q_t и тежином корисног терета q_k ваљци се утискују у дању гумену облогу траке (си. 6.2,б) стварајући нови облик отпора - **отпор утискивања ваљака у траку U_y** . Отпор утискивања ваљака у траку зависи од:

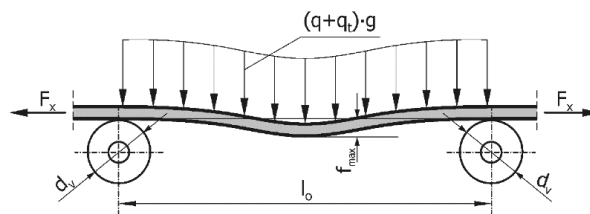
- укупног оптерећења на траци ($q_k + q_t$),
- пречника ваљака R ,
- модула еластичности материјала облога
- температуре радне средине

Отпор утискивања зависи од особина омотача траке. Сто је омотач тањи и тврди тим је мање утискивање ваљака. Већи пречник ваљака има за посредицу смањење отпора утискивања и ротирања.

Отпор савијања траке између ваљака U_c настаје при кретању траке преко ваљака трака се угиба услед оптерећења па је неопходно да вучна сила савлада вертикално оптерећење и хоризонталне отпоре. Отпор савијања траке између ваљака зависи од:

- дужинског оптерећења
- затезања траке
- растојања између ваљака

Носећи ваљци усмјеравају кретање траке па трака и кад напусти ваљак задржава на одређеној дужини l_0 усмјерени правац кретања због њене унутрашње крутости и хоризонталних отпора кретању. То проузрокује деформацију путање траке, односно њено одступање од идеалне путање траке.



Слика 6.9. Угиб/савијање траке

При кретању траке материјал се непрекидно ваља, има сложу трајекторију и променљиву брзину. Отпор кретању који настаје **услед ваљања терета U_T** спада у ред најмање изучених отпора. **Отпор услед ваљања материјала** зависи од:

- врсте материјала: гранулације, запреминске тежине, влажности и збијености
- затезања траке
- облика корита
- брзине кретања траке
- равномјерности попуњавања профила траке и др

Обзиром на нехомогеност материјала и остале промјенљиве услове вуче, веома се тешко може тачно рачунски одредити.

6.5.1.3. Општи коефицијент отпора кретању траке преко ваљака

Неке од компоненти општег коефицијента отпора кретању траке преко ваљака већ сада се тачно одређују, на примјер отпор окретању ваљака. Утврђена је његова зависност од различитих начина заптивања ваљака, брзине, оптерећења и температуре, при чему се већина резултата међусобно слаже.

Што се тиче других саставних компоненти отпора кретању по ваљцима, њихово тачно одређивање за сада је прилично отежано, јер низ фактора од којих зависи њихова величина није обухваћен у обрасцима. Треба истаћи и то да, за сада, не постоји општа формула у којој би сви елементи били равноправно и адекватно заступљени а поред тога још увијек није расвијетљен узајамни утицај фактора при њиховом заједничком дјеловању. Парцијални начин прорачуна појединих компоненти отпора и преко њих укупног отпора не даје ни приближно тачне резултате, не одражава сву сложеност сумарног отпора кретању траке на њеним праволинијским дијеловима. Иако немамо структурно тачно учешће појединачних компоненти у општем коефицијенту отпора, ипак низ аутора сматра да оне учествују у оквирно следећим износима:

- компонента ваљања терета, око 40 до 50%,
- компонента окретању ваљака, око 20 до 25%,
- компонента утискивања ваљака у траку, око 10 до 15%,
- компонента савијања траке, око 15 до 20%.

Нормално је да наведени процентуални односи зависе од дужине траке, дужинског оптерећења, брзине, затезне силе у траци, услова рада, квалитета монтаже итд. и да су ово само оријентациони износи.

На основу постојећих литературних, теоретских и експерименталних података немогуће је одредити утицај на отпоре врло важних фактора, као што су: пречник ваљака, брзина кретања траке, утицај температуре, оптерећења, угла нагиба путање итд. Постоје теоретски третмани ових проблема, али су они код већине веома сложени и без практичне примјене због непостојања многих коефицијената који у њима фигуришу. Ни оно што је утврђено експериментисањем или прикупљањем искуствених података не може да послужи као опште прихватљива основа јер се односи на мали број конструкционих параметара и трака. Испитивања по одређеним компонентама расподијељених отпора у многим случајевима битно се разликују од индустријских података. Све нас ово упућује на то да проблем свих ових отпора још увијек морамо мијењати **општем коефицијентом отпора кретању траке преко ваљака**.

Тачност прорачуна вучних напрезања траке у сваком конкретном случају зависи од правилно и тачно одређене основне величине укупног коефицијента отпора кретању траке по ваљцима w који представља однос силе штетних отпора W_s при транспорту материјала према његовој укупној тежини дуж транспортера. Вриједност w се може рачунати по обрасцу (6.15.):

$$w = \frac{W_s}{qL} \quad (6.15.)$$

гдје је:

- W_s – Штетни отпори кретању траке,
- $(q_x + q_d)$ – Укупна тежина дуж транспортера,
- L – Дужина транспортера.

Величина **општег коефицијента отпора** одређивана је експериментално и рачунски али још увијек није утврђена његова реална величина јер зависи од свих наведених конструкционих и експлоатационих фактора. Већина набројаних фактора у многим земљама није обухваћена, већ су узети само у обзир они који се сматрају најбитнијим. Отуд и потичу разлике у њиховој величини. Тако на примјер имамо:

Њемачка:

- $w = 0,02$ (DIN 22101), (минимална величина 0,012-0,018) у Њемачкој у рударским условима:
- 0,020 до 0,025 за нормалне услове тада транспотера и
- 0,023 до 0,027 за слабије центрирана постројења у условима запрашене и запрљане средине

Јапан : $w = 0,03$ – за све случајеве,

САД : $w = 0,023$ до 0,031 (Goodrich)

Пољска: $w = 0,019 - 0,027$ (према условима рада, ефективности траке и начину заптивања лежајева, при чему је за снажне траке w мање)

Русија :

- $w = 0,03$ до 0,05 за подземне услове,
- $w = 0,017$ до 0,05 за површинске копове.

Данас је прорачун вучних напрезања најцјелисходнији ако се врши преко општег коефицијента отпора добијеног на основу бројних експерименталних података из праксе. Анализе показују да услови рада, монтажа транспортера и снага погона имају битан утицај на величину општег

коэффицијента отпора. Рачунску величину коэффицијента отпора w неопходно је назначити у зависности од утицаја конструкционих и експлоатационих фактора. Пажљиво разграничавање услова рада и типова транспортера омогућава темељније прилажење избору величине општег коэффицијента отпора, а самим тим и обављању тачнијег распореда вучних напрезања.

Експериментални подаци показују да се општи или укупни коэффициент отпора при кретању траке на оптерећеној и повратној страни траке битно разликује. Та разлика може бити већа од 2 и више пута. Анализирајући горе наведену формулу није тешко уочити да су отпори кретању траке различити за теретну и повратну страну траке јер су различита оптерећења на ваљцима - из овог слиједи да би при прорачунима вучних напрезања траке требало примјенити диференцијалне коэффицијенте отпора кретању траке по ваљцима у зависности од услова рада и врсте транспортера, табела 6.8. – Прилог 6.

Укупан коэффициент отпора кретању траке преко ваљака зависи од: отпора трења у лежајевима ослоних ваљака, заптивања ваљака, конструкционих особина траке, ваљања терета, савијања траке преко ваљака, квалитета монтаже, одржавања постројења, услова експлоатације, растојања између ваљака, распореда терета на траци, његовог притиска, трења између траке и материјала, брзине траке, температуре, затезања траке итд. Кад се све величине адекватно заступе у нелинеарној једначини, добија се једначина петог степена која се може ријешити само примјеном електронских рачунара. Са порастом брзине, растојања између ваљака, са смањењем затезне силе долази до пораста општег отпора кретању траке.

Ради отклањања наведених недостатака и увођења тачнијег начина прорачуна, са различитим вриједностима за w_0 и w_p у функцији величине дужинских оптерећења, дужине транспортне путање и величине затезне силе, умјесто података из табела 6.8. – Прилог 6. могу се користити одговарајући табеларни прегледи слични табели 6.9. – Прилог 6. или дијаграме приказане на слици 6.7. - Прилог 6.

Укупан коэффициент отпора кретању траке на оптерећеној страни је у функцији од минималне затезне силе и отпора на мјесту утовара тј $w_0=f(S_{min}+W_u)$ па се након сабирања прорачунатих вредности за S_{min} (затезна сила на оптерећеној страни) и W_u (отпор на бубњу) читава са дијаграма сличних приказаним слици 6.7. - Прилог 6.

На повратној страни траке w_p зависи од силазне силе на погонском бубњу и уз усвајање већих вриједности за коэффициент испред W'' код дужих транспортера, читава са дијаграма сличних приказаном на слици 6.7. - Прилог 6.

Ако се усвоје вриједности из табеле 6.8. - Прилог 6. треба их кориговати због утицаја брзине кретања трака по следећем обрасцу (6.16.):

$$w_{0(v)} = w_0 + K_v \Delta v \quad (6.16.)$$

гдје је:

- Δv – разлика брзине преко 3 m/s;
- K_v - коэффициент брзине који има следеће вриједности.

L, m	100	200	300	400	500	> 500
K_v	0,0032	0,0023	0,0018	0,0016	0,0015	0,0013

Утицај брзине на вриједност w_p се занемарује. Вриједности w смањују се са порастом угла нагиба, дужине транспортера и дужинског оптерећења - зато што расте отпор при подизању терета сразмјерно порасту тих вриједности. То има за посљедицу смањење стријеле угиба између ваљака и утицаја деформације терета и траке на w . Зато за транспортере, или њихов дио, који раде под нагибом, коэффициент отпора кретању траке треба усвојити са дијаграма сличних приказаном на слици 6.8. - Прилог 6.

И овако утврђене вредности за w_0 и w_p не могу се сматрати егзактним јер се њихова величина може одредити само постављањем диференцијалне једначине за еластичну траку у деформисаном стању при кретању која се налази под дејством: спољашњег оптерећења, затезних сила, динамичких

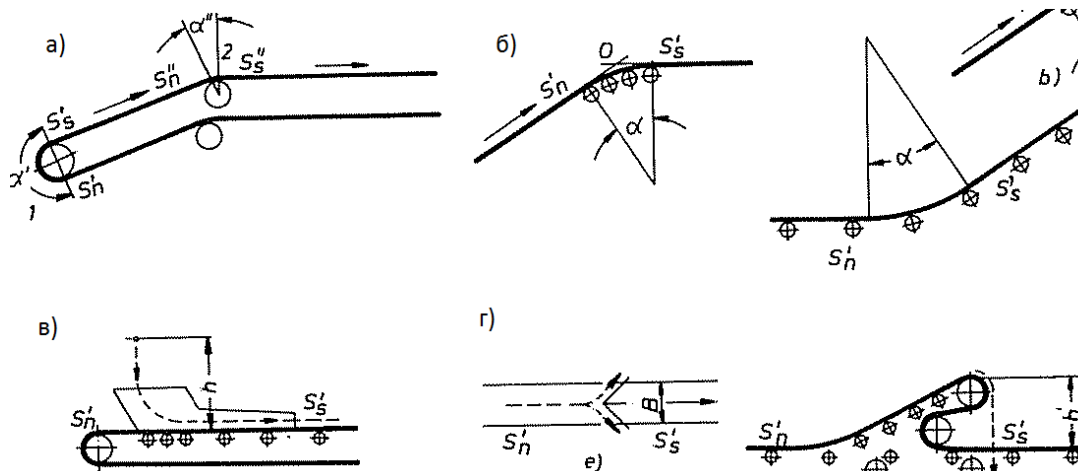
дејстава, унутрашњих напрезања и узајамног дејства између терета и траке. Зато се мора поклонити пуна пажња свим утицајним улазним факторима у прорачун ради одређивања било ког техничког параметра, па до излазних параметара који задовољавају и последњи захтјевани критеријум безбједног рада транспортера са траком.

6.5.1.4. Концентрисани отпори

Концентрисани отпори се јављају на следећим мјестима:

- обавијања траке око бубњева или групе ваљака (распоређених у луку) на мјестима промјене правца кретања траке,
- утовара,
- претовара,
- чишћења итд.

При прорачуну транспортера, удио концентрисаних отпора најчешће се у општем отпору кретању траке обухвата коефицијентом пропорционалности за снагу који има доста велику вриједност, али и поред тога не може реално да одреди њихов утицај на затезне силе у траци и потребну вучну силу погонског мотора. Зато је потребно све ове отпоре појединачно прорачунавати и уврштавати их у комплексни прорачун транспортне траке у функцији контурих напрезања. Само такав начин прорачуна траке даје тачне резултате.



Слика 6.10.: Сематски приказ концентрисаних отпора : а) на бубњевима, б) код батерије ваљака, в) на мјесту утовара, г) на мјестима истовара

А) Отпори на кривинама

Криволинијски дијелови траке могу бити у хоризонталним и вертикалним равнинама, а само изузетно у косим. Отпору кретања који настаје дејством терета и покретних дијелова траке (или само усљед покретних дијелова) на криволинијском дијелу траке, треба додати отпоре који настају усљед затезања вучног органа и дејства радијалних сила које притискају вучни орган уз усмјеравајуће криволинијске уређаје. На криволинијским дијеловима траке у вертикалној равни, обје наведене силе дјелују у вертикалној равни, док су у хоризонталној равни управне, а у косој равни су под одговарајућим углом. Обична трака може савладавати кривину преко батерије стационарних ваљака распоређених дуж кривине. При савлађивању кривине са покретним ваљцима у вертикалној равни примењују се различити поступци прорачуна у зависности од тога да ли је кривина конвексна или конкавна и да ли терет иде навише или наниже, слика 6.10. а, б.

При прорачуну отпора класичне траке, код батерије ваљака у конвексној кривини, треба прорачунати само величину отпора који је проузрокован притиском на ваљке траке усљед њеног затезања, пошто су отпори од тежине траке и терета обухваћени при прорачуну отпора код сусједних праволинијских дијелова. Дефинитиван изведени образац за овај отпор гласи (6.17.):

$$S_s' = S_n' \cdot e^{w\alpha}, \quad (6.17.)$$

Гдје је:

- α - обухватни угао у радијанима, слика 6.10.а,б;
- e - основа природног логаритма 2,72.

Код конкавне кривине са батеријом ваљака, код обичних трака, не постоји притисак на ваљке услед затезања траке, а уз то тежина траке и терета обухваћена је сусједним праволинијским дијеловима, па је (6.18.):

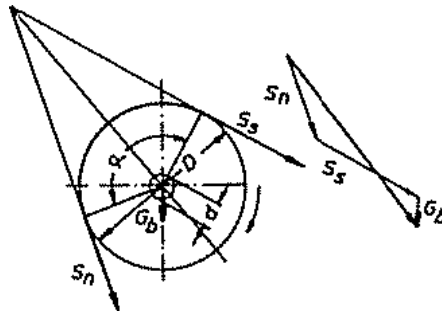
$$S'_s = S'_n. \quad (6.18.)$$

Кад се одреде затезне силе, уопштени образац за отпор на кривини гласи (6.19.):

$$W_k = S'_s - S'_n = S'_n(e^{w\alpha} - 1). \quad (6.19.)$$

Б) Отпор на бубњевима

Отпор на бубњевима састоји се углавном из отпора трења у лежајевима W_b и отпора услед савијања вучног елемента. W_b при савијању у тачки наиласка и исправљању у тачки силаска.



Слика. 6.11.. Шема за одређивање отпора кретању траке преко бубња

Отпор услед савијања траке зависи од типа траке њене затезне силе S и конструкционих параметара: укупне ширине B , дебљине траке h , и пречника бубња D – све у см (6.20.):

$$F_s = 12 \cdot B \cdot \left(200 + 0,1 \cdot \frac{F_0}{B} \right) \cdot \frac{h}{D} \quad (6.20.)$$

Отпор у лежајевима вратила зависи од геометријског збира напрезања вучног елемента у тачки наиласка S'_n и силаска S'_s , са тежином бубња G_b , величине пречника осовине d , коефицијента трења у лежајевима μ_b и пречника бубња.

Компонента отпора обртања бубња се може рачунати (6.21.):

$$F_b = 0,005 \cdot F_r \cdot \frac{d}{D} \quad (6.21.)$$

На основу изложеног, сумарни отпор код бубњева може се одредити по образцу (6.22.):

$$W_b = W_b^1 + W_b^f = \sum(S'_n + S'_s + G_b) \frac{d\mu_b}{D} a(Bb + S) \frac{h}{D} \quad (6.22.)$$

Коефицијенти a и b одређени су експериментално и имају вриједности:

- $a = 0,09$; $b = 140$ N/cm – за траке са текстилним улошцима;
- $a = 0,12$; $b = 200$ N/cm - за траке са каракасом од челичних ужади.

Силазно напрезање при обавијању бубњева вучним органом може се рачунати као сума концентрисаног отпора на бубњу и наилазног напрезања. Отпор усљед чврстине вучног елемента при савијању око бубња, по експерименталним подацима, приближно износи 1% од наилазног напрезања. Коефицијент трења у лежајевима вратила за различите услове рада постројења при температури средине од 5 до 80 С, за лежајеве котрљања износи 0,02 до 0,04.

Отуд општи отпор бубња износи 3 - 5% од напрезања траке, у зависности угла обухвата траке око бубња, односно од његове силазне силе, па се силазна затезна сила може одређивати по следећем обрасцу (6.23.):

$$S'_s = K_k S'_n, \quad (6.23.)$$

односно отпор на бубњу једнак је разлици силазне и наилазне силе (6.24.):

$$W_b = (K_k - 1) S'_n \quad (6.24.)$$

Са задовољавајућом тачношћу може се рачунати да величина **коефицијента пораста напрезања на бубњу** износи:

- при обухватном углу $\alpha \geq 180^\circ$ $K_l = 1,04 \div 1,05$
- при обухватном углу $\alpha \geq 90^\circ$ $K_l = 1,02 \div 1,03$
- при обухватном углу $\alpha \leq 90^\circ$ $K_l = 1,01 \div 1,02$

В) Отпор на мјестима утовара

Отпор на мјестима утовара настаје усљед **примања брзине терета од траке, трења терета по траци и трења о зидове утоварног лијевка и усмјеравајуће штитнике**, који спријечавају расипање материјала. Ови додатни отпори на мјесту утовара захтјевају додатне расходе енергије. Суштина ове врсте отпора састоји се у хидродинамичком дејству тока материјала, која ствара допунске отпоре притиска на траку и повећава силу трења између траке и терета. Притисци постоје и на зидовима лијевка бункера који такође повећавају отпоре јер се преко дејства на терет преносе на кретање траке.

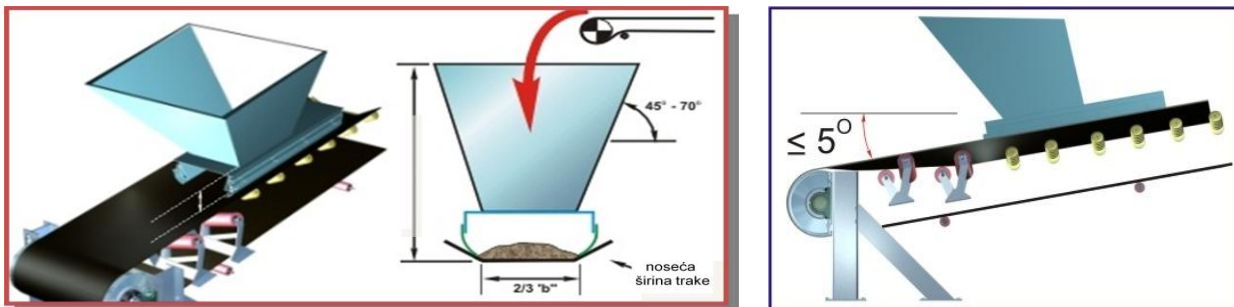
Принципијелно се отпори могу подијелити на двије компоненте: у зони убрзања и иза зоне убрзања.

У зони убрзања (6.25.):

$$F_{sk1} = \frac{\mu_2 \cdot Q_k^2 \cdot \gamma_n \cdot L_a \cdot g}{\left(\frac{v_0 + v}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} + 80 \cdot L_a \quad (6.25.)$$

Иза зоне убрзања (6.26.):

$$F_{sk1} = \frac{\mu_2 \cdot Q_k^2 \cdot \gamma_n \cdot (L_{sk} - L_a) \cdot g}{v^2 \cdot b_1^2} + 80 \cdot (L_{sk} - L_a) \quad (6.26.)$$



Слика 6.12 Шема мјеста утовара

V1) Отпор силе инерције-примања брзине терета од траке

Ископина/материјал се на траку најчешће утовара помоћу бункера дозатора или пресипањем са траке на траку. Почетна брзина кретања материјала v_0 на мјестима дозирања или пресипања мора се повећати на брзину кретања прихватне транспортне траке v .

Ради пораста брзине неопходно је да материјал добије одређено убрзање, које проузрокује додатно оптерећење и изазива истезање траке - па се ова врста отпора назива и **отпором убрзања** транспортованог материјала. Пошто материјал настоји да задржи првобитну брзину, при ступању на прихватну траку, ствара силу инерције - па отуд и назив отпор силе инерције. Вриједност овог отпора одређује се преко разлике кинетичких енергија материјала кад прими брзину траке v и при ступању на траку v_0 по обрасцу који у дефинитивном облику гласи (6.26.):

$$W_i = \frac{E_{k1} - E_{k2}}{2} = \frac{Q(v^2 - v_0^2)}{7,2vg} \quad (6.26.)$$

Ова количина енергије троши се на трење терета о траку у периоду убрзања док терет на постигне

V2) Отпор трења терета по траци

Максимално убрзање које прихватна трака може да пренесе на материјал зависи од коефицијента трења између траке и материјала и гравитацијског убрзања. Материјал не добија тренутно брзину траке, већ прво клизи, постепено убрзавајући своје кретање све док не постигне пуну брзину траке. Кад се прорачуна утрошени рад за ту сврху, преко тежине корисног терета који протече у секунди, добићемо да је отпор трења терета по траци једнак отпору силе инерције ($W_t = W_i$).

V3) Отпор од трења терета о зидове претоварног лијевка и усмјеравајуће штитнике

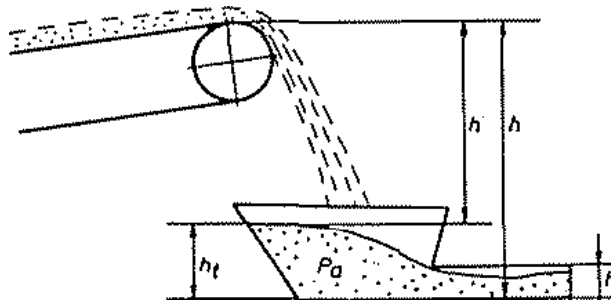
Отпор на мјесту утовара условљен је преносом терету брзине траке, а такође и трењем терета о зидове лијевка бункера и усмјеравајуће ивице штитника. При већој слободној висини падања материјала, неопходно је водити рачуна о динамичком дејству струје, односно о додатној сили трења од хидрауличког притиска струје $P_{din}f_t$.

Проширени образац, који се најчешће препоручује, за прорачун сумарног отпора на мјесту утовара гледи (6.27.):

$$W_u = W_i + W_t + W_m + W_d = \left(\frac{Q_h(v - v_0^2)}{3,6gv} + L_i h_i^2 Y_n f_t + P_{din} f_t \right) g, N \quad (6.27.)$$

Гдје су:

- h_s – радна висина штитника, m;
- L_i – дужина штитника, m;
- f_i - коефицијент трења између терета у стању релативног кретања, који у зависности од брзине износи: 0,35 - 0,4 за угаљ;
- 0,5 - 0,6 за суве стијене;
- 0,8 - 0,9 за влажне, љепљиве стијене;
- f_t - коефицијент трења између терета и траке који износи: за стијене откривке и пијесак 0,7; односно могу се препоручити исте вриједности као и за f_i .



Слика. 6.13.. Шема претовара/утовара са прорачунским елементима

Динамичко дејство струје терета одређује се по обрасцу (6.28.):

$$P_{\text{din}} = \frac{Q_h}{3,6g} \sqrt{2gh'} = \frac{Q_h}{36} \sqrt{\frac{2h'}{g}} \quad (6.28.)$$

Гдје је: $h' = h - h_t$, h , висина слојева терета у утоварном лијевку, слика 6.12.

Г) Отпор на мјестима истовара

Отпор код уређаја за истовар материјала зависи од њиховог типа и врсте погона. Овдје ћемо разматрати неке најјешће примјенљиване уређаје:

а) Код плужног истоварача клинастог облика, слика 6.5 г отпор се може прорачунати по емпиријском обрасцу који даје приближне вриједности пропорционалне тежини терета по m' и ширини траке B у m (6.29.):

$$W_{\text{sk}} = c \times q_k \times B \quad (6.29.)$$

Гдје је:

- c - коефицијент пропорционалности који износи 2,7 за прашинасте и зрнасте терете; 3,6 за ситнокомадасте
- q_k – редукована маса материјала, Н/м (кг/м)
- B – ширина траке, м

Потребна снага електромотора за савлађивање овог отпора може се рачунати и по обрасцу:

б) Отпор при претовару терета са уређајем од два бубња, слика 6.5,) састоји се од подизања терета на висину x' и отпора обављања траке око бубњева с повећаним коефицијентом отпора (6.30.):

$$S_{\text{sk}} = (S_n + q_k h) K_1^2 \quad (6.30.)$$

Код овог истоварног уређаја може се примијенити принцип стварних отпора који се појављују у лежајевима бубња и отпора од савијања траке око бубња, са тим што се умјесто K_1 - уврштава W_b .

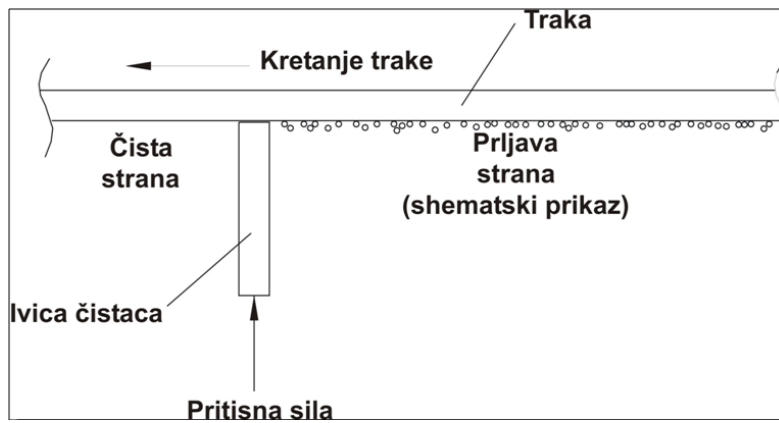
Г) Отпор на мјестима чишћења

Оснвна формула за дефинисање овог отпора је (6.31.):

$$F_{\zeta} = \mu \cdot A \cdot F_p \quad (6.31.)$$

Гдје је:

- μ - коефицијент трења између чистача и траке,
- A - контактна површина чистача и траке, m^2
- F_p – притисна сила чистача, N/m^2 .



Слика 6.13. Шематски приказ отпора код уређаја за чишћење

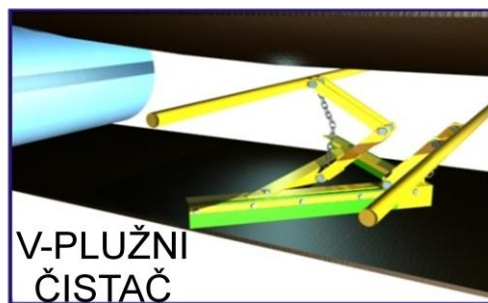
Поред наведених отпора за истовар терета, рударске траке су изложене и додатним отпорима на мјестима чишћења. Даље се дају начини прорачуна отпора за 2 најкарактеристичнија чистача:

Отпор од плужног чистача рачуна се по обрасцу (6.32.):

$$W_{\xi} = P_{o\xi} \times B \quad (6.32.)$$

Гдје је : $P_{o\xi}$ – специфични отпор чистача (30-50 daN/m` траке).

Мање вриједности се усвајају за суве неабразивне материјале, веће за абразивне, влажне и љепљиве материјале.



Слика 6.14

При чишћењу траке ротирајућим четкама отпор се одређује (6.33.):

$$W_{r\check{c}} = 0,2 v_{r\check{c}} \times P_{r\check{c}} \times B \quad (6.33.)$$

Гдје је:

- $v_{r\check{c}}$ – брзина окретања четке, m/s
- $P_{r\check{c}}$ – специфични отпор: 20-25 daN/m - нељепљиви, 30-35 daN/m - љепљиви материјал

Снага електромотора за плужни истоварач и чистач може се одређивати по експерименталном обрасцу (6.34.):

$$N_{pli} = N_{pl\check{c}} = 1,6B \cdot v \cdot n, kW \quad (6.34.)$$

где је:

- n - број уграђених чистача,
- B – ширина траке,
- v - брзина траке

Потребна снага електромотора за савлађивање концентрисаних отпора може се прорачунати користећи основни, класичан образац за прорачун снаге, кад се прерачунају величине отпора.

6.5.2. **Експлоатационе карактеристике траке, сигурност на кидање, чврстоћа и елементи путање**

6.5.2.1. ***Врсте оптерећења и експлоатациона чврстоћа траке***

Током рада трака је изложена статичким и динамичким оптерећењима.

Статичка оптерећења:

- отпор кретању по ваљцима,
- отпор трења ивица траке о носаче и усмјеравајуће ваљке
- отпор на мјесту утовара
- отпор на крајњим станицама
- отпор на мјестима чишћења
- отпор почетног напрезања траке

Динамичка оптерећења:

- оптерећења при покретању
- оптерећења при подизању и транспортовању
- оптерећења при кретању по ваљцима
- оптерећења на бубњевима
- оптерећења на уређајима за усмјеравање и чишћење
- оптерећења при промјени правца
- оптерећења од ексцентричности бубњева итд

Радна способност траке одређује се њеном **чврстоћом** и **отпорношћу на хабање**. То је један од главних техничких и економских параметара. Трака је најскупљи дио транспортера са најкраћим радним вијеком, па су узроци њеног брзог хабања и брзог избацавања из употребе, као и физички процеси који то проузрокују, постали предмет изучавања многих истраживача.

Међу основне параметре експлоатационе чврстоће спадају:

- чврстоћа улошка, водећи речуна о њиховом неравномјерном оптерећењу,
- чврстоћа везе између њих,
- отпор цијепању и пробијању.

Величина ових фактора у суштини одређује експлоатационе особине траке.

Чврстоћа уложака зависи од врсте материјала и од квалитета израде. Експериментима је доказано да чврстоћа траке може бити смањена на 80 до 85% од укупне чврстоће, ако у улошцима постоје закривљења и 60% ако постоје увијања у виду таласа. Једначина **чврстоће траке** има облик (6.35.):

$$S_k = S_{\max} \times K_s \cdot N \quad (6.35.)$$

гдје је:

- S_k – сила кидања траке, N
- K_s – коефицијент сигурности на кидање
- S_{\max} – максимална сила, затезања (прорачуната), N;

Коефицијент сигурности статичке чврстине одређује се диференцијалним поступком, водећи рачуна о конструкционим специфичностима уложака траке, промјени геометријских параметара и чврстоће траке у процесу експлоатације, тј (6.36.):

$$K_s = K_n' \cdot K_{rr} \cdot K_r' \quad (6.36.)$$

Гдје су:

- K_n - коефицијент сигурности носеће способности траке при статичком оптерећењу који износи 1,5 до 2,0;
- K_{pp} - 1,5 - коефицијент који води рачуна о повећању оптерећења при нестационарним режимима рада;
- K_p' - коефицијент релативне чврстине траке који води рачуна о експлоатационим факторима: броју уложака, релативној чврстини нове и употребљене траке, времену рада траке, дужини оштећења траке итд;

Сталан пораст обима производње и потреба пројектовања високоэффективних и чврстих трака за велике дужине захтјева да се овлада тачнијим прорачунима који би обухватили што већи број параметара, који утичу на одређен начин на избор неопходне величине коефицијента сигурности чврстине траке. Утврђивање **резерве коефицијента сигурности чврстине** траке зависи од:

- начину настављања траке,
- неравномерно расподељеном напрезању у улошцима траке,
- савијању траке преко бубњева и ваљака,
- динамичким оптерећењима,
- хабању у зависности од замарања итд;

До данас још увијек не постоји јединствена метода која би обухватила све утицајне факторе. Уз то, постојеће методе, које обухватају један или више фактора, дају врло различите резултате. У зависности од начина настављања прихватљиви су коефицијенти чврстоће наведени у табели 6.10.- Прилог 6. Као што се види из ових података, најоптималније спајање траке је путем вулканизације, али ни тада се не постиже чврстоћа компактне траке.

6.5.2.2. Деформације траке и минимани коефицијент сигурности на кидање траке

Напрезање траке можемо условно поделити на напрезање од: затезања, савијања и локалних деформација.

Напрезање од савијања појављује се при преласку траке преко ваљака и бубњева. За његов прорачун још увијек се дају различити обрасци. Доста често се користи образац (6.37.):

$$\sigma_f = E \frac{h_u \cdot z}{D}, \text{ N/cm} \quad (6.37.)$$

сматрајући каркас траке као слојевиту плочу, са чврстом везом, док други аутори сматрају да се сваки уложак савија самостално. Међутим, њихова формула своди се, занемаривањем мале величине $h_g + (z-1) h_u$, гдје је h_g - дебљина гумене облоге, h_u - дебљина улошка у односу на пречник бубња, у претходној формули која онда има облик (6.38.):

$$\sigma_f = E \frac{h_u \cdot z}{D + h_g + (z-1)h_u} = \frac{E \cdot h_u \cdot z}{D}, \text{ N/cm} \quad (6.38.)$$

Резултати стварних напрезања, добијених експерименталним путем, која се појављују у траци са обухватањем напрезања на затезање и на савијање на бубњу за различите типове трака, доказали су да се врло мало колеба **степен сигурности на затезање** $K_c = 9-10$, док се **степен сигурности чврстоће, са обухватањем и савијања** K_f , мијења знатно – 180 %.. На праволинијском дијелу трасе, на мјесту настављања, појављује се максимално напрезање које се може рачунати по обрасцу (6.39.):

$$\sigma_e = \frac{S_{\max} \cdot C_r \cdot K_m}{F \cdot K_n \cdot K_v}, \text{ N/cm}^2 \quad (6.39.)$$

У тачки наиласка на погонски бубањ појављује се највеће сумарно напрезање (6.40.):

$$\sigma_u = \sigma_e + \sigma_f = \frac{Eh_k}{D_b} + \frac{S_{max} \cdot C_r \cdot K_m}{F \cdot K_n \cdot K_v}, N/cm^2 \quad (6.40.)$$

гдје су:

- F - површина пресека вучних уложака;
- K_n - коефицијент neravnomernosti 1 - 0,03 z;
- $C_r = 1,15 - 1,2$ - коефицијент резервне снаге погона;
- K_m - коефицијент оптерећења траке у периоду пуштања;
- K_v - коефицијент сигурности везе на месту настављања;
- h_k – дебљина каркаса;
- S_{max} – максимална затезна сила, N;
- E - модул уздужне еластичности траке који оријентационо износи 800 - 1200 N/mm за полиестерске улошке и 6×10^4 N/mm² за челичну ужад..

На **степен сигурности траке** утичу: замарање траке услед дугог рада, радни вијек траке, број угиба траке између ваљака итд

Пракса је показала да се услед замарања код трака са више уложака појављује раслојавање Основни узрок раслојавања је **савијање траке** преко ваљака и бубњева. Примјећено је да је, при истим условима експлоатације, вијек кратких трака краћи него дугих јер се са повећањем дужине смањује број превоја у јединици времена.

Раслојавање каркаса траке при савијању објашњава се постојањем тангенцијалних смичућих напрезања При савијању трака на погонским и усмјеравајућим бубњевима, у улошцима се појављују сложена напрезања. Главна пажња при томе треба бити на напрезању на затезање и на савијање. При том, трака се посматра као хомогена греда. У неким радовима се анализирају напрезања по обухватном луку Проучавана су напрезања при затезању у улошцима изнад и испод неутралне осе и смањена напрезања у доњим улошцима.

Деформације-Експериментално је утврђено да се трака деформира не само услед истегања него и због смицања при савијању око бубњева и ваљака. Смицање зависи од конструкције каркаса, еластичности и дебљине гумених прослојака између уложака. Напони смицања морају бити мањи од дозвољених, који износе 60% од напрезања на кидање гуме. Ако су испуњена претходна два критеријума, осигуран је задовољавајући радни вијек траке. Као **номинални степен сигурности траке** на кидање рачуна се однос затезне чврстине траке $F\sigma_k$ према највећој сили затезања у наилазној тачки погонски бубањ S_{max} . (6.41.):

$$K_{ns} = \frac{F\sigma_e}{S_{max}} \quad (6.41.)$$

Ако једначину ријешимо по S_{max} и уврстимо у једначину сумарно/укупно напрезање σ_u добијамо (6.42.):

$$\sigma_u = \frac{Eh_k}{D_b} + \frac{\sigma_e C_r K_m}{K_n K_v} \quad (6.42.)$$

Коефицијент сигурности траке може се прорачунати по обрасцу (6.43.):

$$K_s \sigma_u = \sigma_e, \text{ односно } K_s = \sigma_e : \sigma_u = \frac{1}{\frac{Eh_k}{\sigma_e D_b} + \frac{K_m C_r}{K_n K_v}} \quad (6.43.)$$

И из ове формуле добијамо (6.44.):

$$K_{ns} = \frac{K_m C_r}{\left(\frac{1}{K_s} - \frac{Eh_k}{\sigma_e D_b}\right) K_n K_v} \quad (6.44.)$$

Напрезање на истезање σ_e , за траке са више уложака, се одређује (6.45.):

$$\sigma_e = \frac{\sigma_{kd}z}{h_k}, \text{ N/cm}^2 \quad (6.45.)$$

гдје је: σ_{kd} - дозвољено напрезање на кидање, N/cm ширине траке

Још увијек не постоје свеобухватне методе за сва сложена напрезања траке а проблем савијања траке на бубњевима и ободних напрезања траке на њима се и даље изучава. Установљено је да на погонском бубњу, при предаји трансверзалних сила контактом трења, настају значајна локална напрезања која се неравномјерно распоређују по дебљини траке. Ова појава, за сада, недовољно је испитана. У претходним формулама нису се довољно разматрале и неки други битни фактори на степен сигурности траке:

- начин настављања траке;
- промјене у величини затезне силе и режим рада транспортера;
- прираштај локалних отпора

Код трака са језгром од челичних ужади, једнослојних и двослојних трака велике затезне чврстине, најчешће се усваја да је сигурност наставка стопостотна, односно да трака на мјесту настављања, без обзира на начин како се он остварује, има затезну чврстину као монолитна трака. Код текстилних трака са више уложака коефицијент сигурности на кидање наставка ипак износи (6.46.):

$$K_{sn} = \frac{z-1}{z} K_s \quad (6.46.)$$

Затезна сила у траци је врло промјенљива, што зависи од више фактора, а нарочито од начина покретања и режима рада. Краткотрајна затезна сила може бити већа преко 1,5 пута од силе при нормалном раду транспортера, па ће такв бити и однос коефицијента сигурности на кидање $K_s : K_{sk} = 1,5$. На основу изложеног, **коефицијент сигурности на кидање траке, у зависности од сигурности наставка K_{sn} и затезне силе S_x у било којој таčki, одређује се по обрасцу (6.47.):**

$$K_{sx} = \frac{BK_{sn}}{S_x} \quad (6.47.)$$

6.5.2.3. *Одређивање броја уложака траке и коефицијента сигурности на кидање*

Текстилне траке са више уложака прорачунавају се на основу више метода у зависности од чврстоће њихових уложака. Најише у употреби јесте метода према максималном затезању на праволинијским дијеловима трасе и прорачун према дозвољеним напрезањима која се појављују у најопаснијем пресјеку. У првом случају **коефицијент сигурности бира се у зависности од броја уложака**. Његова релативно велика вриједност усваја се ради слабљења траке на мјестима настављања, неравномјерне расподјеле оптерећења, постојања необухваћених отпора у прорачунима, слабљења траке током употребе итд. Више пута истицан је проблем неравномјерне расподјеле затезне силе у улошцима траке и разматран начин прорачуна коефицијента неравномјерног напрезања. Овде се наводе његове стандардне вриједности на примјеру стандарда Чешке Републике:

z	2	3	4	5	6	7	8	9	10
K_n	0,90	0,85	0,82	0,80	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74

Због постојања неравномјерне расподјеле напрезања у улошцима, коефицијент сигурности траке треба да се повећава са порастом броја уложака - као што је наведено у табели 6.13а-Прилог 6. За траке које раде под нагибом треба усвајати већи коефицијент сигурности јер прекид траке има знатно теже посљедице него код хоризонталних трака. Већи коефицијент сигурности нужан је код трака с памучним улошцима, у поређењу с осталим врстама трака, јер имају већи број уложака и промјенљиву силу кидања у зависности од времена рада.

Траке са синтетичком основом одликују се, поред чврстоће на кидање, и већим отпором према труљењу. Недостатак им је веће истезање, у односу на остале врсте трака, које омогућава дужи ход затезног уређаја. Овај недостатак се отклања претходним затезањем влакана на повишеној температури

Траке са каркасом од челичних ужади имају мање истезање и равномјернију отпорност него синтетичке траке, па се код њих може примјењивати мањи коефицијент сигурности. Ове траке добијају све већу примјену због знатно дужег радног вијека, веће уздужне и попречне еластичности и нарочито због њихове велике отпорности на кидање.

При различитим начинима прилажења узроцима кидања, препоручују и различити критеријуми: оцјене резервне чврстине траке, избора броја уложака, или ужади, одређивања радног вијека траке и сл

Избор најцелисходнијог начина значи обухватање што већег броја фактора чврстоће на одговарајући и практичан начин, што би имало за циљ најверодостојније одражавање стања траке. У примјени је најраспрострањенија метода по којој се сила кидања траке S_k одређује у функцији њеног максималног затезања (6.48.):

$$S_k = K_s S_{\max} = z B \sigma_k \quad (6.48.)$$

Односно (6.49.):

$$z B \sigma_k = K_s S_{\max} \rightarrow z = \frac{K_s S_{\max}}{B \sigma_k} \quad (6.49.)$$

Ако је познат тип траке, њена ширина и максимална сила затезања, усвојивши коефицијент сигурности - лако је одредити број уложака. Величина коефицијента сигурности зависи од: врсте траке и материјала уложака, њиховог броја, напрезања траке, услова експлоатације, нагиба трасе и различита је у разним земљама. У табели 6.13 б-Прилог 6 дате су вриједности које усвајају стандарди за хоризонталне траке.

Амерички и енглески аутори поред наведених фактора узимају у обзир и начин настављања, врсту затезног уређаја и сл. Величина коефицијента сигурности може износити и 15. У Јапану се примењује вриједност $K_s = 12$ за све случајеве. Овај начин прорачуна коефицијента сигурности врло је једноставан и погодан за коришћење, па је зато најраспрострањенији у пракси и сасвим је сигуран за прорачун транспортера једноставне трасе.

6.5.2.4. **Чврстоћа и сигурност код трака са каркасом од челичних ужади**

Провјера да ли трака одговара максималној затезној сили, код трака са каркасом од челичних ужади, се врши према критеријуму кидања и савијања. Према критеријуму кидања провјера се може вршити дијелењем конструкционе силе кидања по см ширине траке са максималном затезном силом по истој јединици. Количник мора бити већи од дозвољеног коефицијента сигурности. Ово је најједноставнији поступак. Нешто сложенији начин је кад се чврстоћа цјелокупне траке дијели са максималном затезном силом у траци S_{\max} , (6.50.):

$$K_s = \frac{\check{C}_{kt}}{S_{\max}} \quad (6.50.)$$

гдје је (6.51.):

$$\check{C}_{kt} = \check{C}_{ku} U K_n \quad (6.51.)$$

Овдје је:

- \check{C}_{ku} - чврстина на кидање ужета,
- U - број ужади у траци,
- $K_n = 0,85 - 0,90$ - коефицијент неравномерне расподеле напрезања

Коефицијент сигурности према критеријуму савијања утврђује се по формули (6.52.):

$$K_s = \frac{\check{C}_{kz}}{\frac{S_{max}}{K_n \frac{\pi d_1^2}{4} U\check{z}} + E \frac{ad_1}{D}} \quad (6.52.)$$

Гдје су:

- \check{C}_{kz} - чврстина кидања жице односно затезна чврстина челика у daN/mm²,
- d_1 - пречник жице,
- \check{z} – број жица,
- $a = 1$ -- поправни коефицијент за двосмерно савијање жица

Максимално дозвољено затезање износи (6.53.):

$$S_{maxdoz} = \frac{\sigma_k B}{K_s} \geq S_{max} \quad (6.53.)$$

Гдје је:

- σ_k - затезна чврстоћа или сила кидања по cm ширине траке, табела 6.11-Прилог 6

Максимално дозвољено затезање траке може се одредити по обрасцу (6.54.):

$$S_{maxdoz} \leq \frac{\pi d_1^2 \check{C}_{kz} \check{z}}{4 K_u K_{sn}} B \quad (6.54.)$$

gdje су:

- K_u - korak u\check{z}adi u traci u cm,
- K_{sn} - nominalni koeficijent sigurnosti na kidanje trake,
- \check{z} - broj \check{z}ica u u\check{z}etu.

6.5.2.5. *Еластична својства транспортних трака*

Основни технички параметри за избор транспортне траке су: ширина (mm), број уложака z , или ужади U , дебљина траке h , омотача са носеће стране h_g и повратне стране h_d (mm), сопствена маса траке (kg/m или kg/m²), модул еластичности E (N/mm) и затезна чврстоћа траке CS_k (N/mm)

За правилан избор траке веома је битна попречна еластичност која зависи од наведених особина. Веома је битно да празна трака равномерно належе на све носеће ваљке. Степен **попречне еластичности**, у сагласности са међународним стандардима одређује се односом стреле попречног угиба траке и њене укупне ширине Угао угиба бочних ваљака одређен је тим односом

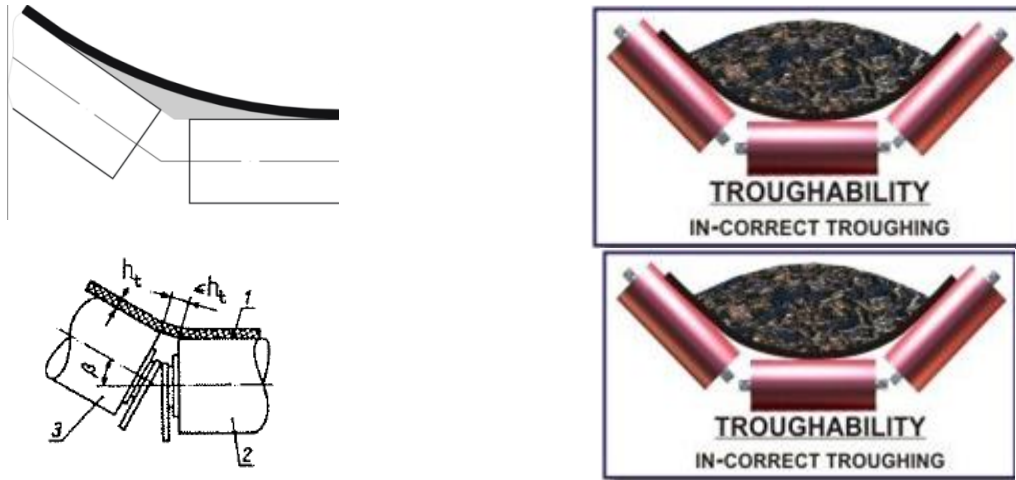
Stepen poprečnog ugiba f/B	0,05	0,06	0,07	0,09	0,12	0,17
Nagib bočnih valjaka, stepeni	20	25	30	35	40	45

Угао нагиба бочних ваљака треба усвојити у зависности од затезне чврстине материјала уложака и њиховог броја у каркасу траке. Препоруке произвођача трака "Trelborg" наведене су у табелици 6.12.-Прилог 6, а компаније "Bridgestone" у табелици 6.13.-Прилог 6.

Способност траке, да се уклопи и належе на све ваљке у слогу, зависи од попречне еластичности уложака, сопствене масе, ширине, нагиба бочних ваљака, оптерећености, затезне силе и сл.

Конструкциона својства траке, нарочито њена еластичност, су врло битна за профилисање њених контура по сложеној конфигурацији трасе транспортера. При томе се води рачуна о уздужној и

попречној еластичности траке. Поред критеријума **недозвољеног истезања ивица траке**, које изазива њихово разарање, врло је значајан критеријум **одржавања коритастости траке**, односно спријечавање издизања њеног средњег дијела, које може проузроковати њено **задебљање** (испупчење) Према овим критеријумима одређују се параметри свих кривина и промјене праволинијске трасе.



Слика 6.15.: Дозвољени размак ваљака у слогу

Приближни нагиб бочних ваљака износи (6.55.):

$$tg\beta \leq \left(\frac{B}{h_j}\right)^3 K_{pe} q_t \quad (6.55.)$$

Еластичност текстилних трака дефинише се обрасцем (6.56.):

$$E_t = EB = E_0 zB \quad (6.56.)$$

Траке са каркасом од челичне ужади (6.57.):

$$E_t' = 0,25\pi d_z^2 \check{z} U E_0 \quad (6.57.)$$

гдје су:

- В- ширина траке, м,
- h_j – дебљина језгра траке м,
- q_t специфична маса траке и kg/m^3 ,
- K_{pe} - фактор попречне еластичности траке
- \check{z} и U - број жица и ужади у траци
- E_0 - модул еластичности јединице површине пресека жице, односно улошка

6.5.2.6. Прорачун прелазне дужине траке испред бубњева и при њеном превртању

При преласку траке из коритастог положаја у хоризонтални, испред погонског бубња, или из хоризонталног у коритасту, иза повратног бубња, нагиб бочних ваљака треба постепено смањивати, односно повећавати, да би се спријечило недозвољено истезање ивица текстилне траке преко 0,8% и трака од челичних ужади преко 0,2%. То се постиже уградњом прелазне дужине у транспортеру, која се може прорачунати по формули (6.58.):

$$L_{pr} = l_v \sqrt{\frac{2(1-\cos\beta)}{b_t}}, m \quad (6.58.)$$

Гдје је:

- l_v – дужина ваљка, m;
- b_t - коефицијент који зависи од врсте материјала од којег је израђен каркас траке:
 - 0,004 - за траке с језгром од челичних ужади;
 - 0,015 - за синтетичке траке.

У складу са формулом са максимално дозвољено напрезање прорачунава се прелазна дужина за транспортер код којег је средњи ваљак прелазног слога на истом нивоу као највиша тачка бубња, односно без савијања средњег дијела траке. Величина прелазних дужина, у зависности од типа траке и нагиба бочних ваљака, према фирми "Bridgestone" наведене су у 6.14.-Прилог 6. У случају да је средњи ваљак спуштен, за половину висине корита од највише тачке бубња, прелазна дужина је дупло краћа, односно трака се савија цијелом ширином. У САД, поред наведеног, респектује се степен искоришћења затезне силе у траци, табела 6.15.-Прилог 6.

На цијелој **прелазној дужини** манифестује се истезање или задебљање бочних делова траке те су у табели 6.15.а-Прилог 6 наведени обрасци за одређивање прелазне дужине у зависности од меродавног критеријума - под условом да се трака не подиже са средњег ваљка, односно да је $h_p = 0$. При издизању бубња за висину h_p , изнад плашта средњег ваљка прелазног слога, може се тражити корекција расподеле затезне силе у траци. Издизање траке треба да задовољи услов (6.59.):

$$h_p \leq \frac{1 - \cos \beta}{\sin \beta} b_b \quad (6.59.)$$

и редуковани угао нагиба бочних ваљака износи (6.60.):

$$\beta_r = \beta - \frac{h_p}{b_b}, \text{ rad} \quad (6.60.)$$

Уврштавањем прорачунате вриједности за β_r (у радијанима) у наведене обрасце у табели 6.7. добиће се краће прелазне дужине Истраживања су доказала да даље **смањење прелазне дужине треба** рачунати преко коефицијента изравњања k_{iz} по формули (6.61.):

$$L_{pr} = \frac{L_p^2}{\sqrt{L_p^2 + k_{iz} \beta_r^2 b_b^2}} \quad (6.61.)$$

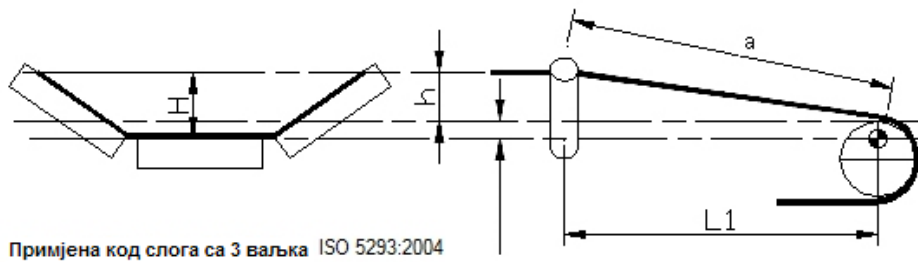
Више произвођача трака препоручују да се превођење траке из коритастог положаја у хоризонталан, и обрнуто, реализује са више слогова постепеним смањењем нагиба бочних ваљака са кораком 5° . Што тачнијем одређивању прелазне дужине, и њеној уградњи у транспортер, треба поклонити нарочиту пажњу да би се спријечило просипање материјала и трајно деформисање траке. Ако је неравномјерно затезање веће од еластичности траке, њене ивице ће се трајно издужити - што има за посљедицу да се различито истегнута трака не може добро **центрирати** и да се теже одржава.

Комплетне прорачуне транспортера са траком је могуће данас радити и са професионалним програмским пакетима попут HELIX delta-T (Helix Technologies), који представља моћан алат развијен да помогне пројектантима и добављачима опреме при пројектовању и оптимизацији транспортера. Тако се прелазна дужина транспортера, према овом софтверу може урадити према ISO стандардима, стандардима СЕМА и то на следећи начин (6.62.):

$$L_1 = \frac{h}{\sin \lambda} \sqrt{\frac{M}{\Delta T} (1 - \cos \lambda)} \quad (6.62.)$$

Гдје је: λ - нагиб транспортера

- M- прекидна чврстоћа траке
- ΔT - разлика затезних сила (при кретању и покретању)
- h- висинска разлика траке у кориту и исправљене на бубњу



Слика 6.16: Прорачун прелазне дужине према HELIX delta-T www.helixtech.com.au/tbconvmain.aspx

Најподобније је спирално превртање траке јер има најкраћу дужину превртања, захтјева најмању висину, за ту сврху, која је мања од половине ширине траке. Код свих начина превртања врло је битно да буде исти смјер окретања траке при превртању и враћању у првобитни положај.

6.5.2.7. Прорачун полупречника хоризонталних и вертикалних кривина

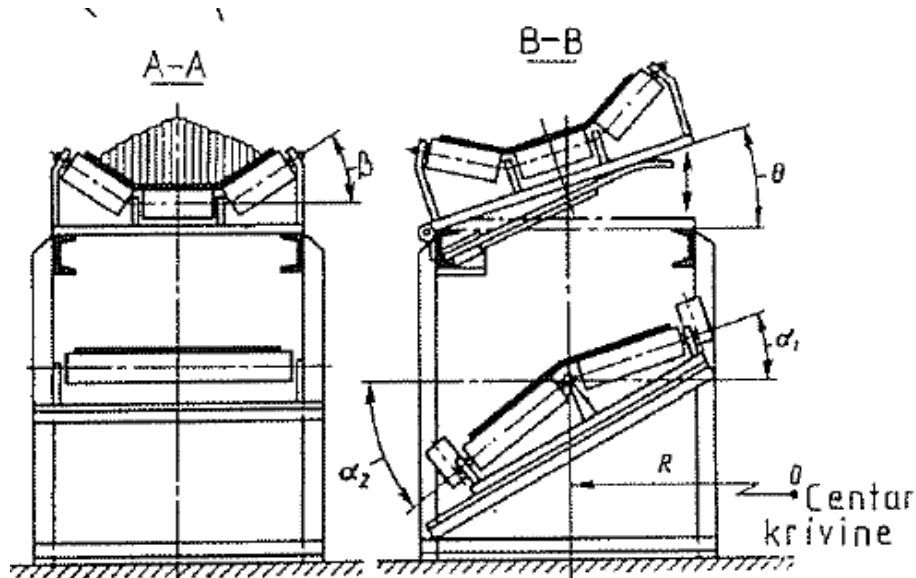
Хоризонталне кривине - Транспортни систем састоји се од више транспортера, постављених у простору по траси сложене конфигурације, као изломљена линија. Ради смањења броја претоварних мјеста и погонских станица, све чешће се раде изломљене трасе са хоризонталним кривинама различитих радијуса. При изради кривина настоји се да трака буде добро центрирана без великих штетних последица.

Транспортери са **хоризонталним кривинама** разликују се од праволинијских само по издизању ваљака у кривини. Радијуси тих кривина најчешће се не прорачунавају у зависности од истезања бочних ивица траке него преко критеријума принудног вођење траке, у неповољним условима кретања, по ваијцима са различитим степенима нагиба бочних ваљака. Бочно дејство затезне силе, која на оптерећеној страни може бити веома велика, неутралише се дејством издигнутих и усмјеравајућих ваљака. Нагиб бочних ваљака горњих слогова, на унутрашњој страни кривине, повећава се њиховим издизањем за 3° до 5°, **ради спријечавања просипања материјала**. Према овом критеријуму радијус хоризонталне кривине рачуна се по формули (6.63.):

$$R_h \geq \frac{S_x}{q_t \left[\frac{b_b}{B} \operatorname{tg}(\beta + \beta_g) + \frac{l_v}{B} \operatorname{tg} \beta_g + \frac{b_b}{B} \operatorname{tg}(\beta_g - \beta) \right]}, m \quad (6.63.)$$

Издизањем бочних ваљака по унутрашњем луку кривине за 3° и 1° по спољашњем луку могуће је нешто смањити радијус кривине.

Једно од решења савлађивања хоризонталних кривина је шарнирно постављање носећих рамова испод ваљака који имају пад од унутрашњег према спољашњем луку кривине. На слици 6.16. приказано је руско рјешење по којем се трака, на повратној страни дуж прелазне кривине, постепено преводи у вертикални положај, да би се од центра кривине поново вратила у хоризонтални положај. На носећој страни кривина се савлађује постепеним издизањем и спуштањем бочних ваљака дуж лука кривине. Носећи рамови ваљака ослањају се на опруге (или друге еластичне елементе) уграђене на чланцима постављеним по ободу унутрашње кривине. На овај начин омогућава се пројмена нагиба бочних ваљака за 6° до 8° у вертикалној равни. Кад је трака у кривини без оптерећења, слог се издиже на максималну висину и спријечава клизање траке према центру кривине. При пуном оптерећењу траке дуж кривине, слог заузима доњи положај, под минималним нагибом, при којем не може доћи до просипања материјала



Слика 6.16 Начин савлађивања кривине транспортером (руска метода)

Према критеријуму истезања бочних ивица траке, радијус хоризонталне кривине може се одредити по обрасцу (6.64.):

$$R_{ih} = B[2 + \varepsilon(1 - k_s)] : [2\varepsilon(1 - k_s)] \quad (6.64.)$$

гдје је:

- ε - релативно издужење траке при дозвољеном оптерећењу;
- $k_s = S : S_{dm}$ - коефицијент односа затезне силе траке на крају кривине при пуном оптерећењу и дозвољеног конструкционог затезања траке.

Други критеријум према којем се може прорачунати радијус хоризонталне кривине је одсуство трења између траке и ваљака кад је мала радијална компонента затезне силе, при најнеповољнијем услову кад је у кривини трака празна. Према овом критеријуму радијус кривине износи (6.65.):

$$R_2 = S_{kk}K_g : q_t \quad (6.65.)$$

гдје је:

- S_{kk} - максимална затезна сила на крају кривине за оптерећену траку цијелом дужином, изузев у кривини;
- $K_g = A : B$, - однос коефицијената геометријског положаја слога ваљака (А) и расподјеле оптерећења на ваљцима (В)

За коритасту траку са троваљкастим слоговима А и В, се прорачунавају по следећим формулама (6.66.) и (6.67.):

$$A = \cos \theta - \sin(\beta + \theta) \sin \beta - f \sin(\beta + \theta) \cos \beta - f \sin \theta \quad (6.66.)$$

$$\begin{aligned} B_1 = & 0,3[\cos(\beta - \theta) \sin \beta - \cos \beta \sin(\beta - \theta) + f \cos(\beta - \theta) \cos \beta] + \\ & + 0,3[\cos \beta \sin(\beta + \theta) - \cos(\beta + \theta) \sin \beta + f \cos \beta \cos(\beta + \theta)] + \\ & + 0,4(\sin \theta + f \cos \theta) \end{aligned} \quad (6.67.)$$

Вертикалне кривине

Прорачун радијуса конкавних кривина

Прелазне кривине на носећој страни транспортера треба да се изводе са доста великим радијусима ради спријечавања неравномјерног истезања траке, издизања траке изнад ваљака и просипања материјала. Израчунавајући једначину криве (параболе) слободног савијања празне траке усљед сопствене тежине G_t по прелазној кривини, стварни радијус конкавне кривине треба да буде већи од те величине да би се спријечило неравномјерно, поготову недозвољено, напрезање траке, у било којем дијелу; просипање терета, при преласку траке из коритастог положаја у хоризонталан; подизање празне траке на недозвољену висину и угрожавање ивица на утоварним мјестима, код прелазних мостова и, евентуално, прекривача транспортера. Ово се нарочито односи на успонске транспортере и транспортере са различитим нагибом трасе. Увијек треба настојати да трака под дејством сопствене тежине налијеже на све ваљке у слоговима дуж трасе. Већина аутора усваја да конкавну кривину, треба савладати са максималним радијусом који треба да износи (6.68.):

$$R_{kmax} = S_a : G_t \cos \lambda, m \quad (6.68.)$$

Односно узимајући у обзир конструкцију траке, нагиб трасе, врсту затезног уређаја и др. (6.69.):

$$R_{kk} = k_p k_z S_a : G_t \cos^2 \lambda, m \quad (6.69.)$$

Гдје је:

- λ – угао нагиба праволнијског дијела,
- S_a - затезна сила у тачки А (на крају кривине),
- $k_p = 1,2$ - коефицијент повећања затезања траке при покретању,
- k_z - коефицијент који зависи од врсте траке и затезног уређаја те износи:
 - 1,2 - за текстилне,
 - 1,3 - за челичне траке - кад се затежу утегом и
 - 1,4- за текстилне,
 - 1,5- за траке са језгром од челичних ужади - кад се затежу витлом, опругом.

Кад је транспортер оптерећен, умјесто G_t odnosno q_t уврштава се $q_k + q_t$ и затезна сила S_x за оптерећен транспортер. У посебним случајевима, на примјер код претоварних колица, радијус може бити мањи јер се допушта да се празна трака издигне изнад слогова ваљака. У том случају радијус се рачуна по обрасцу усвајајући да корисно оптерећење износи 25% од пуног оптерећења - при чему се захтјева да трака налијеже на ваљке.

Ако је затезање траке сувише мало или ако се коритаста трака води по кривини, радијус треба одређивати по обрасцима наведеним у табели 6.16а-Прилог., Код мањих оптерећења транспортера, са великим затезањем траке, треба прекомјерно повећати радијус кривине. У посебним случајевима овај проблем се рјешава конструисањем петље помоћу усмјеравајућих бубњева, или постављањем два транспортера под одређеним нагибом.

Удружење америчких произвођача транспортера (СЕМА) препоручује да се минимални **радијус конкавне кривине** рачуна по обрасцу (6.70.):

$$R_{kkmin} = 1,11 S_{odin}, m \quad (6.70.)$$

где је:

- S_{odin} - динамичка затезна сила при покретању на почетку кривине у тачки 0 сумирана са затезном силом при нормалном кретању траке,
- 1,11 - константа базирана на максимално могућем успону глатке траке 25.

Прорачун радијуса вертикалних конвексних кривина

При профлисању **конвексних кривина** мјеродавни су критеријуми истезања бочних ивица траке и извијање (задебљање, набирање, исправљање) траке услед малог затезања средине траке. Ове појаве зависе од конструкције и врсте траке, дозвољеног истезања, угла нагиба бочних ваљака, затезне силе у траци и др. Уздужни профил траке је изломљена линија уписана у полукруг конвексне кривине. Дужине изломљених одсјечака једнаке су растојању између горњих ваљака. При савијању траке преко ваљака, слојеви изнад неутралне осе изложени су истезању, а испод ње савијању. Услед ових појава повећава се оптерећење лежајева бочних ваљака и трака клизи према средњем ваљку - чему се супротставља трење између траке и ваљака и дио оптерећења траке на средњем ваљку, па због тога долази до њеног задебљања (испупчења) између средњег и бочних ваљака.

Релевантни параметри за прорачун радијуса конвексне кривине, према **критеријуму истезања**, садржани су у обрасцу (6.71.) и (6.72.).

за текстилне траке (6.71.):

$$R_{min} = \frac{100b_b \sin \beta}{\varepsilon} = \frac{100h}{0,8} = 125h, m \quad (6.71.)$$

за траке са челичним каркасом (6.72.):

$$R_{min} = 500h, m \quad (6.72.)$$

за траке са језгром од челичних ужади дозвољено истезање бочних ивица траке износи свега $\varepsilon = 0,2$ а код синтетичких трака $\varepsilon = 0,8$.

Копманија "Bridgestone" препоручује следеће односе за радијусе конвексних кривина (6.73.) и (6.74.).

$$R_{ki} = 168B \sin \beta \quad - \text{ за текстилне траке} \quad (6.73.)$$

$$R_{ki} = 42B \sin \beta \quad - \text{ за челичне траке} \quad (6.74.)$$

Сваки дио кривине треба да буде тако изведен да пораст локалних напрезања не би битно смањило сигурност на кидање траке, или њено правилно функционисање. При врло малом затезању траке мјеродаван је **критеријум задебљања траке** услед њеног прелажења из коритастог у раван положај, а при великом затезању коритасте траке - мјеродаван је **критеријум истезања бочних ивица** услед додатног недозвољеног напрезања. Обрасци за прорачуне средњих вриједности радијуса кривина, у зависности од наведених критеријума, по препоруци "Kontinental" наведени су у табели 6.8.

Додатна локална напрезања траке одређена су њеном сопственом еластичношћу, посебно њеном деформацијом, дефинисаном коефицијентом K_ε . На одређеном растојању од разматраног пресека траке смањују се додатна локална напрезања као резултат изједначења издужења траке. Тај ефекат се надомјешћује коефицијентом изједначења c_ε чије су вриједности наведене у табели 6.16.-прилог 6.

Радијус конвексне кривине одређује се преко **дозвољеног истезања спољашњих бочних ивица** или преко недозвољених минималних оптерећења средњег дијела траке, Према овим критеријумима, у табели 6.8. дати су одговарајући обрасци који олакшавају утврђивање његове величине. Ако се узима у обзир ефекат изједначења истезања траке ћелом њеном ширином, смањена величина радијуса износи (6.75.):

$$R_s = \frac{R_1^2}{R_1 + c_\varepsilon \sin \lambda b_b}, m \quad (6.75.)$$

Када се рјешава капацитет транспортера, може се смањити угао нагиба бочних ваљака - чиме се смањује и прорачунски радијус кривине R_i . У конвексној кривини смањује се размак између слогова ваљака да се не би прекорачила одређена вриједност затезања траке преко бочних ваљака.

Удружење америчких произвођача транспортера за одређивање $R_{\text{mјн}}$ препоруџије да се усвоји већа вгједност од добијених по следећим критеријумима и формулама:

- према критеријуму недозвољеног истезања ивица траке при покретању пуног транспортера (6.76.):

$$R_{ki} = \frac{a_1 B^2 E z}{S_{k\text{max}} - S_0}, m \quad (6.76.)$$

- према критеријуму задебљања (извијања) траке због мале затезне силе у средњем дијелу траке при празном транспортеру транспортера (6.77.):

$$R_{ki} = \frac{a_2 B^2 E z}{S'_o - 30B}, m \quad (6.77.)$$

Гдје су:

- $S_{k\text{max}} = 1,8 S_k$ - максимална затезна сила у траци при покретању транспортера;
- S_o и S'_o - затезна силе у почетној тачки кривине при вучи оптерећене и празне траке. Повећањем тежине утега, односно затезне силе S_0 - може се смањити радијус конвексне кривине
- E - Модул еластичности траке пропорционалан је чврстини траке

Произвођач трака "Goodyear" одређује радијусе конвексних кривина према критеријумима и обрасцима:

- истезању ивица траке (6.78.):

$$R_{ki} = \frac{k_b B E z}{1000(1,15S_k - S_A)} \quad (6.78.)$$

- задебљању траке и радијалном притиску на ваљке (6.79.):

$$R_{ki} = 57,2l_0 : q \quad (6.79.)$$

гдје је: $k_b = 0,0222 \sin\beta$ -утицај нагиба бочних ваљака.

6.5.2.8. Утицај енергије удара терета на избор траке

Трајност транспортне траке и њено свеукупно понашање у транспортном процесу веома зависи од конструкције траке и квалитета њене израде. Ту су битна два конструкциона елемента траке: језгро и омотач.

Језгро даје **траци** чврстину, спријечава кидање, прима истезање при стартовању и нормалном кретању, прима и амортизује ударну енергију материјала при претовару и омогућава потребну стабилност за правилно постављање, центрирање и вођење преко ваљака у различитим условима оптерећења. Језгро се састоји, као што је раније наведено, од једног или више уложака међусобно повезаних гуменим прослојцима. Свеукупна радна способност уложака зависи од врсте материјала од којег су израђени и од **врсте ткања**.

За израду уложака користе се различита ткања: обично, без преплитања и монолитно. Обично ткање, је ткање код којег се влакна основе и потке међусобно наизмјенично укрштају У појединим случајевима постављају се у паровима. Код трака без преплитања основа је праволињска, те се мање истеже, а конструкцију језгра чине чврстом везна влакна испреплетана са потком.

Монолитно ткање примјењује се при изради слојева од два или три улошка који се једновремено плету. Овај тип ткања добија све већу примјену због низа предности у односу на траке са више

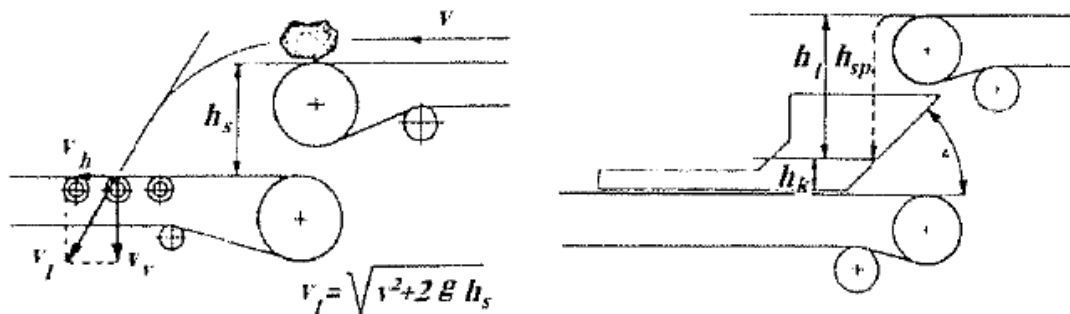
уложака који се посебно ткају. Монолитно ткани слој омогућава већу компактност траке, има већу отпорност на пробијање и оштећења, равномјернију расподелу вучне силе - поготову ако је трака једнослојна јер знатно боље подноси ударе од вишеслојних трака.

Падање крупних, тешких комада при утовару, или претовару, проузрокује интензивна **оштећења траке**: хабање, засјецање, пресецање омотача, уложака и пробијање - чиме се битно скраћује њен радни вијек нарочито код кратких транспортера. Траку највише оштећују **велики**, оштроивични комади, или метални предмети, укљештени на утоварним мјестима, њеним уздужним расјецањем. Ово се нарочито односи на траке са каркасом од челичних ужади. При падању врло тешких комада са велике висине, отпорност траке на пробијање може бити одлучујући критеријум за **избор траке**. Енергија удара комада који пада износи (6.80.):

$$E_k = m_k \cdot k_o \cdot h_{sp} \cdot g, Nm \quad (6.80.)$$

Гдје је:

- m_k – маса комада m_a комада, таб ела 6.17-Прилог 6
- k_o - коефицијент облика комада који износи 0,5; 1,04; и 2,5 - за prizmatični, kockasti i loptasti oblik;
- h_{sp} - висина слободног пада, слика 6.17.



Слика 6.17. Шематски приказ елемента пада комада материјала без и са утоварним лијевком

На претоваиним мјестима тракама се, због интензивних оштећења, највише скраћује радни вијек. Зато треба материјал да пада на косину утоварног корита, слика 6.17 б, а не директно на траку. Еквивалентна висина пада комада, за прорачун динамичког удара, износи (6.81.):

$$h_e = H_{sp} = H_{sp} + K_k \sin^2 \theta, m \quad (6.81.)$$

где је θ - угао нагиба корита. Остали симболи приказани су на слци 6.17.

Вриједности средње масе комада у зависности од величине комада и врсте материјала је дата у табели 6.17-Прилог 6. Гранична величина енергије удара, коју без оштећења може да поднесе трака, рачуна се у зависности од њене номиналне силе кидања по експериментално утврђеном обрасцу износи (6.82.):

$$E_{gr} = 0,4S_k, Nm \quad (6.82.)$$

За траке с каркасом од челичних ужади за граничну енергију усваја се енергија удара која проузрокује пуцање гуменог омотача између ужади. Зато се, за врло тешке услове, израђују траке са дебелим омотачем, или са уграђеним заштитним улошцима. Уградњом уложака, или попречних жица, може се повећати 60-70 % отпорност траке на ударе. Међутим, све ово поскупљује траку и доводи у питање економичност њене примјене. На основу познатих особина материјала и енергије удара у табели 6.18.-Прилог 6 наведена је отпорност **трака** на основу које се могу бирати.

Оштећења влакана уложака настају при дејствима мањих величина енергије удара због оштрих рубова комада, па при избору траке треба водити рачуна да буде $E_k < E_{gr}$. За транспорт терета са

оштрим рубовима треба усвајати траке које могу поднети већу енергију удара најмање за 25% при нормалном транспорту. Ако се терет претовара, или утовара, преко висећих ваљака, траке треба да имају већу отпорност на ударе 33%, а преко фиксираних ваљака и 40%. Фабрика "Kontinental" препоручује да се траке бирају у функцији енергије удара на утоварним мјестима према подацима наведеним у табели 6.18.-Прилог 6

Гумена облога штити језгро траке од механичких оштећења, хабања и биолошких разарања, односно од свих могућих спољашњих физичких и хемијских утицаја. Омотач траке и прослојци између уложака израђују се од природне и синтетичке гуме, или њихових комбинација, и сличних материјала који се мијешају са разним хемикалијама ради ојачања и добијања физичких особина потребних за експлоатацију. **Дебљина и квалитет омотача**, или облоге, треба сигурно да штите језгро. Повећање дебљине зависи од: абразивности, величине комада, тежине – табела 6.19.-Прилог 6, висине падања, угла клизања при претовару, брзине траке, фреквенције обртања итд.

Минимална технолошка дебљина омотача износи 1 - 2 mm за текстилне траке и 3 - 9 mm за ужетне, односно 70% од пречника ужета. На ову дебљину додаје се дебљина за хабање зависна од особина материјала и радних услова. Однос **дебљине омотача** са носеће и повратне стране не треба да преде 3 : 1 .

Сувишно оштећење носеће облоге настаје дејством: неправилних услова утовара (сувише велики удари метеријала и његово клизање, ексцентричан утовар и сл.) трења траке преко погонских бубњева (замрзавање и пуцање облоге) трења налијепљених честица тврдих материјала по облози бубњева, трења неисправних носећих и повратних ваљака, трења сувише савијене траке између ваљака. На брза оштећења битно утиче неправилан избор материјала за омотаче и трака и бубњева

Најинтензивније хабање омотача је на утоварним, или претоварним мјестима нарочито при учесталим циклусима обрта траке ($t_{oc} = 2L/v$, s) табела 6.20.-Прилог 6. Дебљина омотача, по препоруци "Kontinental" усваја се у зависности од особина терета, утоварног места, табела 6.21.-Прилог 6 , и фреквенције циклуса обртаја траке, табела 6.22.-Прилог 6.

На основу података из табеле 6.22.-Прилог 6 неопходна дебљина облога трака може се прорачунати по обрасцу (6.83.):

$$h_g = h_{gmin} + \frac{3,6v_s t_{pl}}{200L}, mm \quad (6.83.)$$

Гдје је t_{pl} - планирано вријеме ефективног рада траке.

Vrsta tereta	D e b l j i n a n o s e ć e g o m o t a č a, mm										
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	
Rude	[Bar chart showing recommended thickness for Rude material]										
Usitnjene stene	[Bar chart showing recommended thickness for Usitnjene stene material]										
Neusitnjene stene	[Bar chart showing recommended thickness for Neusitnjene stene material]										
Stene otkrivke	[Bar chart showing recommended thickness for Stene otkrivke material]										
Ugalj	[Bar chart showing recommended thickness for Ugalj material]										
Zrnasti materijal	[Bar chart showing recommended thickness for Zrnasti materijal material]										
Prašinasti mat.	[Bar chart showing recommended thickness for Prašinasti mat. material]										
Uslovi:	[Bar chart showing conditions]	normalni						[Bar chart showing conditions]	vrlo teški		

Слика 6.18. Препоручене дебљине омотача (компанија „KLUT“)

6.5.3. Лабораторијска испитивања трака

Дозвољена одступања у димензијама и контрола дебљине траке - Нашим стандардима прописане су најважније особине трака: квалитет, мјере, спецификација паковања, начин ускладиштења и поступци испитивања трака.

У лабораторијама произвођача и истраживачких установа проверавају се особине израђених трака и утврђује да ли су одступања у дозвољеним границама. Дозвољена одступања димензија износе за:

- ширину траке 1%,
- дебљину језгра до 10 mm - 1 %, а преко 10 mm - 10%,
- дебљину омотача са носеће стране до 4 mm – до - 0,2 mm, а преко 4 mm – до- 0,5 mm,
- дужину траке - слободно положене, без затезања, +2%, односно - 0,5%.
- Одступања од праволинијске осе износи 2% ширине траке - на дужини 20m

Испитивање затезне чврстоће и истезања траке - За испитивање затезне чврстоће траке израђују се узорци различитог облика. Њена већа вредност добија се кидањем правоугаоних узорака - али се они ломе по крајевима, или у стегама машине кидалице. Зато се, за текстилне траке, израђују криволинијски узорци максимално могућих радијуса, који имају широке крајеве и релативно велику површину налијегања затега као и велики однос стезне силе узорка према његовој прекидној чврстоћи. Облик стеге треба да осигура потпуно учвршћење узорка без његовог клизања током испитивања. Стега налијеже на узорак својом, у попречном правцу, назубљеном (тестерастом) површином. Минимална дужина стеге (хватајке) износи 100 mm, а минимални размак, између горње и доње стеге, износи 250 mm

Узорци се исецају из траке управно, односно паралелно, у односу на уздужну осу траке у зависности да ли се испитује затезна чврстоћа основе или потке уложака. Узорак треба да се изреже даље од бочних ивица траке најмање 50 mm - облика који одреди произвођач. На уздужној оси узорка уцртавају се двије мјерне ознаке, једнако удаљене од средине, на растојању од 100 mm. Кидање узорака мора бити између мјерних ознака.. Затезно напрезање при кидању обавља се брзином 100 ± 10 mm/min

Узорци који се прекину ван мјерних ознака, или клизе између чељусти (стега) не узимају се у обзир при прорачуну средње вриједности затезне чврстоће на основу кидања најмање по пет узорака за основу и потку. Чврстоћа се изражава у N по mm ширине траке. Једновремено уз њено испитивање утврђује се и изђужење траке, које се одређује као процентуална промјена почетне мјерне дужине l_p , (6.84.):

$$\varepsilon = \frac{l_{pr} - l_p}{l_p} 100, \% \quad (6.84.)$$

Гдје је: l_{pr} - дужина прекинутог узорка.

На основу добијених резултата три прекидне силе за три узорка, прорачуна се аритметичка средина прекидне силе ужета S_{ku} . Прекидна (затезна) чврстоћа се добија када се производ претходне силе и броја ужади у траци U подијели са њеном називном ширином (6.85.):

$$S_k = S_{ku} U : B, N/mm \quad (6.85.)$$

При испитивању свих врста трака, затезна сила машине кидалице мора бити већа од чврстоће на кидање узорка.

Утврђивање отпорности раздвајања гуменог омотача од ужади - Елементи узорка за испитивање трака са челичном ужади, ради испитивања отпора раздвајању гуме од ужади- дужина испитивања L_2 зависи од прекидне чврстине траке и износи 50 ± 2 mm за (6.86.):

$$S_k \leq 1600 N/mm \text{ и } L_2 = 100 \pm 2 mm \text{ за } S_k \geq 1600 N/mm \quad (6.86.)$$

С обје стране испитане дужине одстриани се омотач (и улошци уколико се налазе у траци), а сила извлачња се постепено повећава, све док се уже не ишчупа из траке. Прорачун средње аритметичке вриједности силе чупања и отпорност одвајања, односно величине атхезионе силе, у N/mm, одређује се по изложеном поступку за силу кидања узорка

Испитивање попречне еластичности трака - Попречна еластичност траке (коритатастост) одређује се односом величине стреле попречног угиба и укупне ширине траке. Узорак траке објеси се помоћу хваталки о уређај, у положају као на транспортеру. Крајеви узорка траке, ширине 150 mm и дужине једнаке ширини траке, налазе се на истој висини. Трака се савија услед дејства сопствене тежине. Стезаљке крајева траке вјешају се на познатом растојању A_1 , те се мјерењем растојања A_2 одређује стријела угиба по изразу (6.87.):

$$f_p = A_2 - A_1 + 0,5h_t, \text{ mm} \quad (6.87.)$$

Ун зависности од величине f_p усваја се нагиб бочних ваљака транспортера као што следи:

f_p :	0,06	0,09	0,12	0,17
λ :	25	30	40	45

Испитивање запаљивости трака помоћу фриксионог бубња- Отпорност траке према високим температурама, односно њихова запаљивост, испитује се на тарном (фриксионом) бубњу, одређеног пречника (210 ± 2 mm), који обавија трака по луку 180° . Бубањ ротира константном брзином (190 ± 15 o/min) у смјеру дејства утега траке. Од траке се одсјече уздужно 6 узорака, најмање дужине 1300 1500 mm, ширине 150 mm, по цијелој дебљини траке. Три узорка се истражују у ваздушној струји брзине 2,5 m/s, на удаљености 200 mm од површине бубња, без струјања ваздуха, а 3 у атмосфери без струјања ваздуха.

Површина бубња треба да је потпуно чиста, без гуме и уља, Пре испитивања његова температура не смије прелазити 30° С нити бити нижа од $+5^\circ$ С. Температура површине бубња мери се периодично сваких 5, 10 и 15 минута од почетка обртања па све до предвиђеног интервала ротирања за одређену тежину утега

Испитивање отпорности раздвајању омотача и уложака - За утврђивање отпорности раздвајању омотача и језгра, и међусобном раздвајању уложака, сијеку се по два пара узорака у уздужном и попречном правцу најмање дужине 300 mm, ширине 25 - 0,5 mm - са равно одсјеченим ивицама, тако да се могу раздвојити, послвије фиксирања и дејства затезне силе машине кидалице, на минималној дужини 100 mm. Средње вриједности раздвајања (атхезије) наведених елемената дају се у N/mm:

Квалитет гуменог омотача треба да испуњава следеће услове:

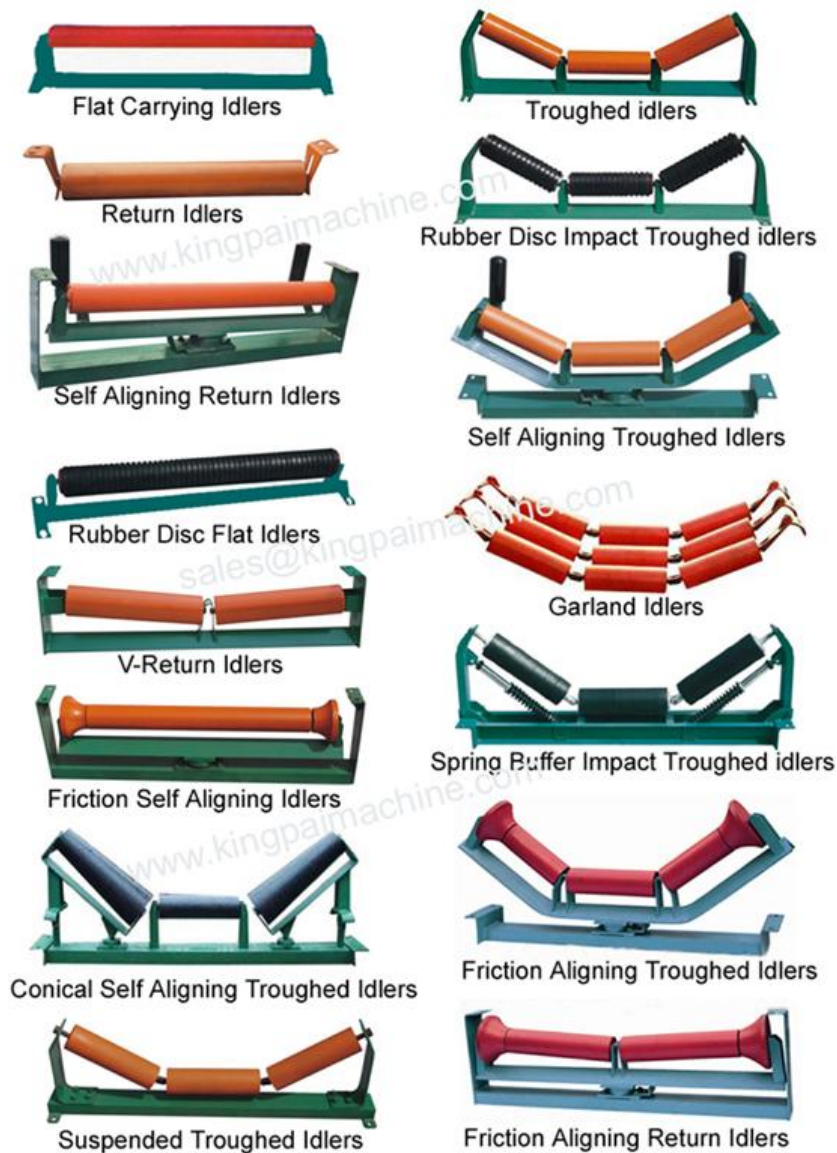
Критеријум	Ознака квалитета			
	М	Н	Р	Q
Прекидно издужење, %	450	400	350	300
Хабање, највише, mm ³	150	200	250	300

Љуштење облоге од каркаса и улошка од сусједног улошка обавља се непрекидним затезањем до обављања те операције на наведеној дужини. Утврђивање отпора раздвајању обавља се на два начина - одвајањем по једног или два улошка. На једном крају узорка, уздужно одсјеченог, одвоји се дио омотача са носеће стране да се може учврстити у стегама машине кидалице У стегама се фиксирају оба краја узорка ради раздвајања и уписивања криве силе потребне за одвајање омотача следећих 100 mm. На другом узорку одвоји се омотач са повратне стране и испита и тај узорак. Исти поступак се понавља и код другог пара уздужних узорака и оба пара попречно одсјечених узорака. Затезања се обављају на исти начин као и при испитивању прекидне чврстоће траке.

6.6. ИЗБОР И ПРОРАЧУН ВАЉАКА

6.6.1. Избор пречника и дужине ваљака

Избор оптималног пречника ваљка и растојања између њих зависи од великог броја врло различитих фактора и врло је сложен техничко-економски проблем.



Слика 6.19. Типови ваљака

Пречник ваљака се бира на основу ширине траке, карактеристика терета, гранулације и запреминске масе, намене, брзине траке, броја радних часова, типа ваљака, растојања између слогова итд. У табели 6.23-Прилог 6 наводе се стандардизовани пречници ваљака пар земаља.

Треба истаћи да у развијеним индустријским земљама за једну ширину траке постоје 2 - 3 врсте ваљака (лаки, средњи, тешки) и 5 - 10 типова слогова ваљака (табеле 6.28. и 6.29.-Прилог 6) који се примењују у зависности од релевантних фактора -нарочито запреминске масе, крупноће материјала и услова рада.

У зависности од најважнијих набројаних фактора, у табели 6.24.-Прилог 6, наведене су најподобније величине пречника ваљака. За материјале грануације $a > 400 \text{ mm}$ при ширини траке 1600 мм и више, као и за специјалне ваљке (амортизационе, ваљке за чишћење, повећање обухватног угла итд) могу пречници имати веће вредности. За врло тешке материјале примењују се ваљци пречника 219,1 mm. За остале материјале пречници специјалних ваљака повећавају се, у односу на обичне ваљке, за двоструку дебљину гуменог прстена, односно диска.

У функцији од брзине ваљци могу имати следеће пречнике:

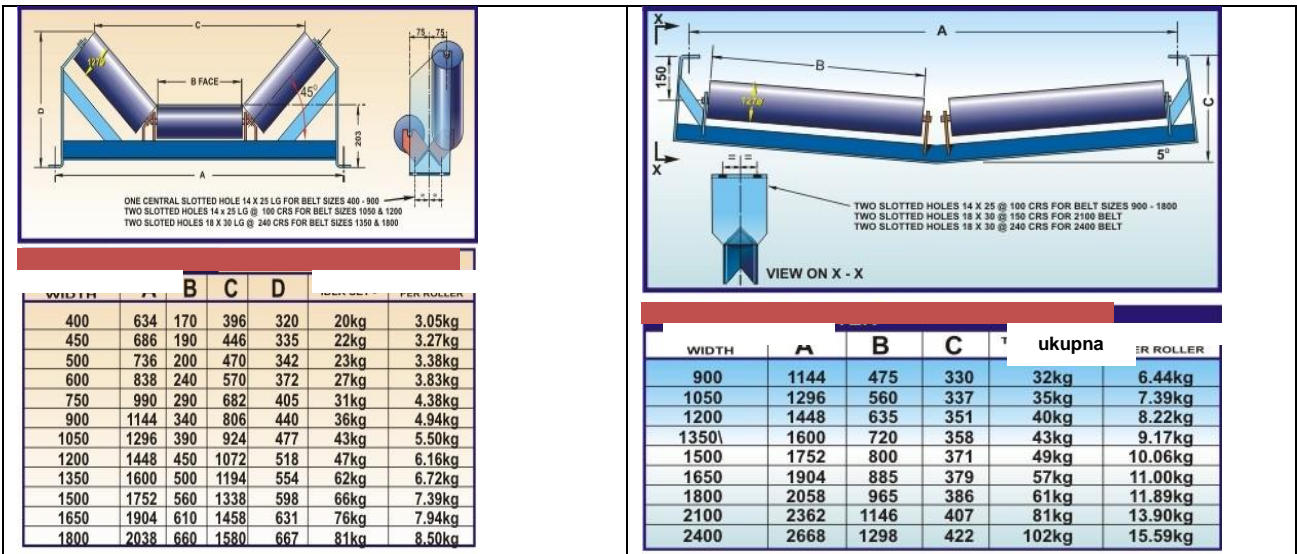
Брзина m/s	1,5	2,0	2,5	3,15	4	6,3
Пречник ваљака, mm	89	108	133	133	133/159	194

Мањи пречници се примјењују код лакших стијена откривке и угљева, а већи пречници за теже стијене и руде. У зависности од радних услова нпр. у САД прва два пречника из табеле 6.23. - Прилог 6. примјењују се за лаке, друга два за средње и трећа два за тешке радне услове.

Дужине ваљака зависе од ширине траке и броја ваљака у слогу, мјере за уградњу фиксираних ваљака, основни подаци о фиксираним глатким ваљцима. Подаци о доњим/повратним ваљцима, подаци о дводјелни слоговима са дисковима, подаци о висећим тродјелним, петодјелним слоговима ваљака дати су у табелама 6.25. до 6.31. - Прилог 6.

Одрђивање контурних димензија ваљака приказано је на 6.21. Ознака изведбе, лежајева према ЈТЈС М.С3.601 и мете за уградњу фиксираних ваљака, дате су у табели 6.26. - Прилог 6.

Изведба ваљака дефинише њихову намјену: 1 и 2 - за нормалне радне услове и оптерећења, 3 - за тешке, 4 и 5 - врло тешке услове. У посебно тешким условима, при врло великим динамичким ударима, употребљавају се ваљци пречника осовине 60 mm.

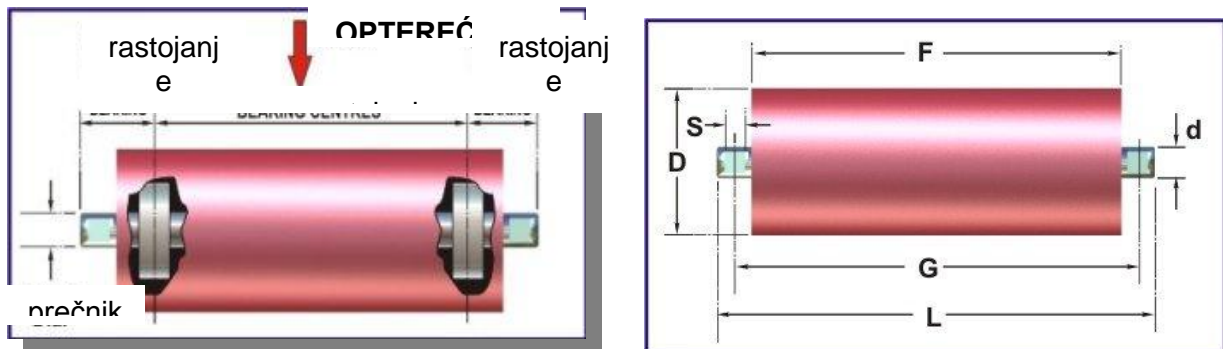


Слика 6.20. Димензије глатких фиксираних ваљака

У табели 10.5. наведене су изведбе и дужине цилиндричних делова. Фиксираних глатких и амортизационих ваљака без њиховог продужетка са осовином до њеног засјецања (дужина L_1) и дужине са смакнутим дијелом (дужина L_2) сл. 10.1, а који служи за уклапање у вертикалне носаче. Код висећих ваљака дужина L је дужина до осе отвора за вешање, а L_2 до краја осовине, сл 10.1.б. За све ваљке у таблицама дата је цилиндрична дужина, а остале се одређују према сл. 10.1.

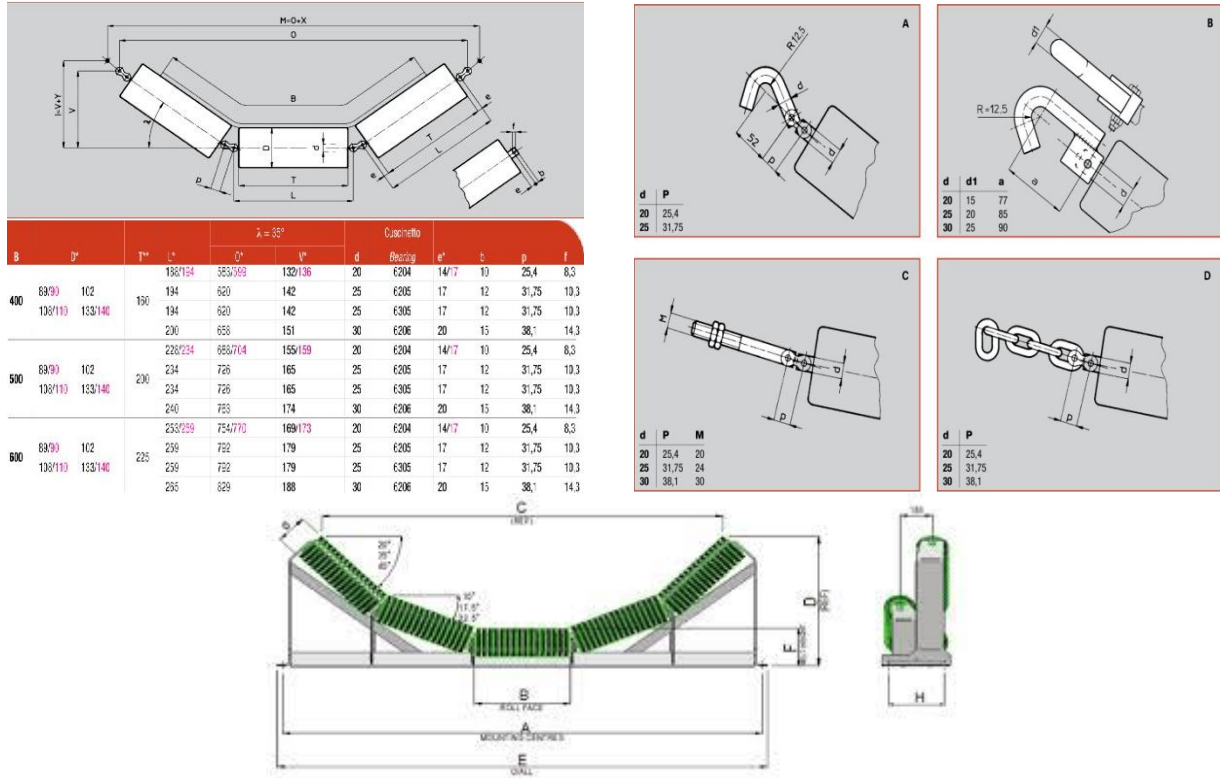
На основу усвојених пречника осовине и ваљка, остали главни елементи глатких ваљака (ГВ) могу се бирати из таблице 10.5, других литератураих извора и проспеката произвођача.

Повратни (доњи) ваљци са гуменим дисковима могу се бирати из таблице 10.6. Контурне димензије фиксираних амортизационих и доњих ваљака приказане су на сл. 10.2.



Слика 6.21. Контурне димензије ваљака

Висећи ваљци се све више примјењују због низа својих предности у односу на фиксиране. На сл. 10.3. приказане су њихове главне контурне димензије, а у таблицама 10.7. до 10.9. дати су њихови основни елементи. Наведени главни подаци у свим таблицама од 10.4. до 10.9, изузев таблице 10.7, су усаглашени са ISO стандардима. У табlici 10.5. дати су подаци предлога за наше стандарде а у осталим таблицама подаци фабрике "14. октобар" из Крушевца. Мјере за уградњу висећих ваљака дате су при дну њихових табела.



Слика 6.22: Висећи ваљци - гирланде

6.6.2. Избор ваљака, прорачун оптерећења и слога ваљака

Спецификација ваљака дефинише се: намјеном, дозвољеном носивошћу, контурним димензијама (спољашњим пречником, пречником осовине, односно величином лежаја, дужином) дебелином лима, укупном масом, масом обртних дијелова, начином заптивања и подмазивања.

После избора ширине и брзине траке бирају се одговарајући слогови ваљака на основу: оптерећења, носивости, експлоатационих услова (броја радних сати на дан, очекиваног радног вијека, стања средине) квалитета одржавања постројења, особина ископине (насипне запреминске масе и нарочито гранулације). Према препоруци америчких произвођача прорачунско оптерећење, које не смије бити веће од дозвољеног, рачуна се по формули (6.88.):

$$G_{pr} = (q_k + q_1)l_0k_1k_2k_3k_4, kg \quad (6.88.)$$

Гдје је:

- k_1 - фактор утицаја величине комада, табела 6.32. - Прилог 6;
- k_2 - фактор утицаја стања средине и одржавања, табела 6.33. - Прилог 6;
- k_3 - фактор утицаја режима рада, табела 6.34. - Прилог 6;
- k_4 - фактор утицаја брзине траке, табела 6.35. - Прилог 6.

Производ фактора не усваја се мањим од јединице. На основу прорачунског оптерећења одабирају се одговарајући ваљци из таблице 10.14. Подаци у овој табlici односе се на већа оптерећења са најкраћим радним веком од 30 000 ефективних сати рада при 500 обртаја у минути.

Правилан **избор ваљака** на повратној страни је важан исто као на оптерећеној страни. И они раде у отежаним условима јер се на њих лијепи материјал са траке, тару се о просути материјал. Трење између ваљака и ископине проузрокује интензивно хабање њихових омотача, те је вијек трајања омотача краћи од вијека горњих ваљака. Веома је битан и квалитет заштите од корозије. Ефективност заптивања лежајева може да буде важнија, за утврђивање радног вијека ваљака, од радног вијека лежајева.

Носивост ваљака се дефинише укупним оптерећењем, дозвољеним оптерећењем лежајева, напрезањем на савијање осовине и омотача ваљака.

Оптерећење ваљка може се одређивати по формули (6.89.):

$$F_v = q_k k_u l_o f_o + q_t + q_o + F_{r_o}, N \quad (6.89.)$$

Гдје су:

- q_k, q_t, q_o – пуджна оптерећења транспортера од корисног терета, траке, табеле 6.37. и 6.38. - Прилог 6, и обртних дијелова ваљака, табеле 6.27. - 6.31. - Прилог 6,
- l_o ~ растојање између слогова ваљака на оптерећеној страни траке у m, табела 6.39. - Прилог 6.

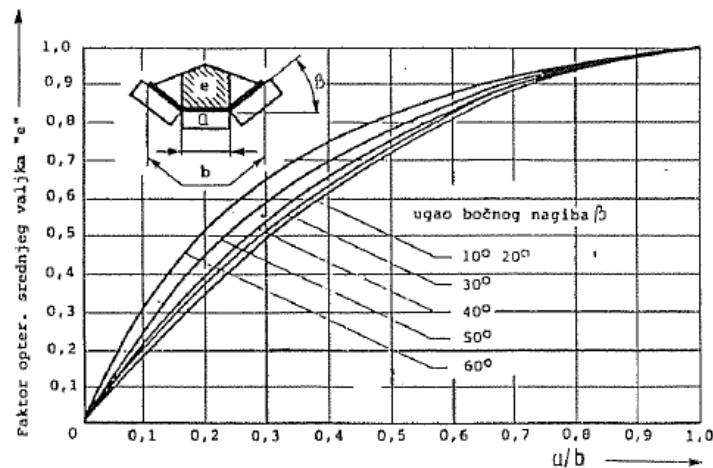
Фактор удара рачуна се по обрасцу (6.90.):

$$K_u = C_a v^2 + 1 \quad (6.90.)$$

Гдје је:

C_a – константа зависна од крупноће материјала и врсте ваљака, чији су износи наведени у табели 6.40. - Прилог 6.

Фактор оптерећења средњег ваљка читава се са дијаграма, сл. 10.4. у функцији коефицијента коритастости траке m , дужине средњег ваљка l и m и нагиба бочних ваљака β .



Слика 6.23. Дијаграм расподеле оптерећења на средњи ваљак

Прираштај оптерећења, на мјесту промјене правца кретања траке, ради савладавања радијалне силе приближно износи (6.91.):

$$F_{r_o} = w_d S_{max} l_v, N \quad (6.91.)$$

Гдје је:

- w_d – коефицијент додатног отпора,
- S_{max} – максимална затезна сила која се може појавити у траци, N/mm;
- l_v – дужина ваљка, mm.

Прорачунато оптерећење ваљка F_v мора бити мање од дозвољене носивости ваљка, табела 6.41. - Прилог 6.

Носивост ваљка F_v обухвата његову статичку F_{s1} и динамичку F_d носивост. Екстремно оптерећење ваљка може достићи највише двоструку вриједност статичке носивости уграђеног лежаја, табела 6.42. - Прилог 6.

Максималну носивост ваљка одређују отпорни момент осовине W и дозвољено напрезање на савијање

$$F_v = \frac{2\sigma_{fdoz}W}{l_1}, N \quad (6.92.)$$

Гдје је:

- l_1 – дужина осовине од средине лежаја до њеног краја у носачу, табела 6.42. - Прилог 6.

Прорачун слога носећих ваљака обухвата:

- провјеру оптерећења ваљака у опасном средњем попречном пресеку, рукавца према сусједном споју (код ваљака косо постављених) и
- вијек трајања лежајева.

При прорачуну оптерећења ваљка и оптерећења рукавца нарочита пажња се обраћа на фактор удара. Статичко оптерећење слога од три ваљка износи (6.93.):

$$G = (q_t + q_{kmax})gl_o = (q_1 + 1,3q_k)gl_o, N \quad (6.93.)$$

Средњи ваљак прихвата 50 - 70% статичког оптерећења, а бочни 25 - 15%, па ће према слици 6.23. оптерећења износити (6.94.) и (6.95.):

$$G'_A = 0,25G, N \quad (6.94.)$$

$$G'_B = 0,50G, N \quad (6.95.)$$

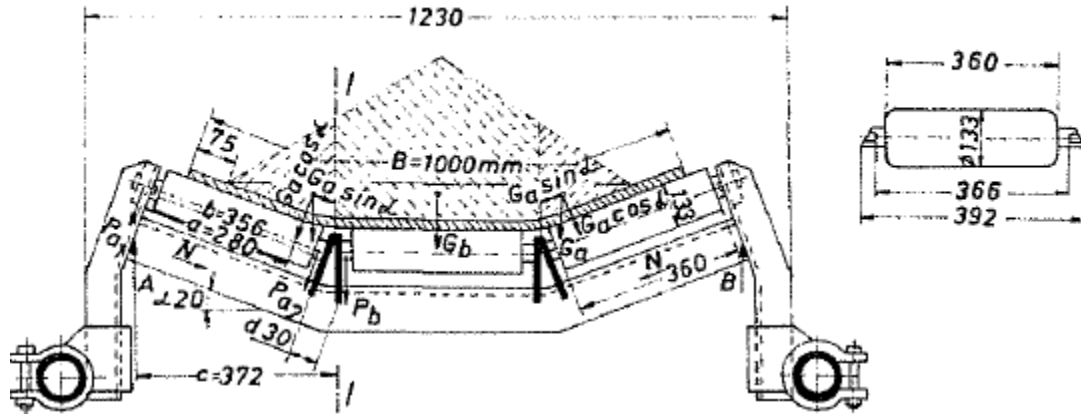
Узимајући у обзир фактор удара r , који износи 1,5 за нормални састав и 2,5 за крупне блокове, динамичко оптерећење износиће (6.96.) и (6.97.):

$$G_A = rG'_A, N \quad (6.96.)$$

$$G_B = rG'_B, N \quad (6.97.)$$

Реакција на мјесту споја носача за уздужне профиле (6.98.):

$$A = B = G_A + \frac{G_B}{2}, N \quad (6.98.)$$



Слика 6.24: Шематски приказ оптерећења ваљака

Силе на мјесту ослањања ваљка у лежајевима (6.99.) и (6.100.):

$$P_B = \frac{G_B}{2} + G_A \sin^2 \beta, N \quad (6.99)$$

$$P_{A1} = G_A \cos \beta \left(1 - \frac{a}{b}\right), N \quad (6.100)$$

Гдје су: а и b – дужине кракова одговарајућих сила, mm.

6.6.3. Избор типа лежајева

Лежај ваљка се бира на основу његовог оптерећења и при избору ваљака првенствено се води рачуна о њиховој сигурности у раду и дужини радног вијека, односно броју ефективних сати рада.

На почетку избора лежаја неопходно је знати статичку носивост лежаја, преко којег се из каталога произвођача бира тип лежаја који има већу носивост од прорачунате.

При транспорту комадастог материјала на ваљке делује, поред статичког и динамичко оптерећење које битно смањује радни вијек лежајева те се стварно оптерећење прорачунава (6.101.):

$$F'_{st} = F_{st} f_{din} = n_{ov}^3 T_l F_v f_{din}, N \quad (6.101.)$$

Динамички фактор f_{din} зависи од гранулације ископине, масе и облика комада, врсте ваљака (фиксирани, висећи) растојања између слогова ваљака, брзине и затезања траке итд. Динамичко оптерећење знатно је веће на претоварним мјестима у односу на праволинијско кретање терета. Наведени подаци у табели 6.43. - Прилог 6. важе за брзине до 3 m/s и висину претовара до 1m,

Током радног времена стално се мијења оптерећење на ваљак од минималне до максималне величине, зависно од динамике експлоатације. Збирни фактор оптерећења одређује се на основу мјерења масе терета током рада и израде дијаграма оптерећења $f(K, X)$. Динамичка носивост лежаја F_d је константно оптерећење истих лежајева на транспортеру са номиналним трајањем милион обртаја. Усваја се из табеле 6.42. - Прилог 6. према пречнику осовине, типу лежаја и ваљка.

Лежај се бира према дозвољеној статичкој носивости, те треба да је испуњен критеријум да је $F_{vud} \leq F_s$. Ради тога се на утоварним мјестима постављају ваљци са дворедним кугличним лежајевима, са повећаном носивошћу, и дебљим лименим омотачем.

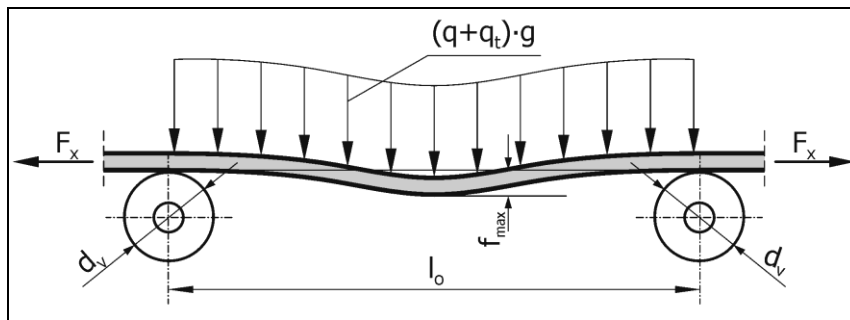
На основу сатног капацитета и особина материјала изабирају се тип траке, брзина (m/s), растојање између слогова ваљака на оптерећеној страни (m) пречник ваљака d_v (mm), фактор оптерећења средњег ваљка (f_o), динамички фактор (f_{din}) и вијек трајања, у сатима.

6.6.4. Одређивање растојања између слогова ваљка и минималне затезне силе

Растојање између ваљака зависи од тежине корисног терета, тежине траке, затезне силе у траци, карактеристика траке, особина матријала/терета (насипне запреминске масе, гранулације итд.) нагиба путање, дозвољеног савијања траке између ваљака итд.

Услед сопствене тежине траке и тежине терета, између два сусједна носећа елемента, трака се угиба, приближно по параболи, слика 6.24. Величина угиба управо је пропорционална производу збира тежине терета и тежине траке са квадратом растојања носећих елемената, а обрнуто пропорционална сили минималног затезања траке $S_{min,TJ}$. (6.102.):

$$f_{max} = \frac{(q_k + q_t)l_0^2}{8S_{min}} \quad (6.102.)$$



Слика 6.25: Угиб траке између слогова ваљка

Трака са сопственом тежином и равномерно расподијелим теретом може се сматрати параболичног облика, гдје терет и сопствена тежина траке представљају континуално вертикално оптерећење по јединици хоризонталне пројекције дужине. Образац за апсолутни угиб траке f добија се као разлика његових вриједности на средини растојања између ваљака за $x = l_0/2$ и на почетку растојања за $x = l_0 = 0$. Ако се усвоји да је оптерећење равномерно расподељено по хоризонталној пројекцији параболе и ако у образац параболе (6.103.):

$$y = x^2 : 2p \quad (6.103.)$$

Уврстимо предходну величину и величину параметра $p = S/q$, добијамо (6.104.):

$$f = \frac{l_0^2}{4 \cdot 2p} = \frac{l_0^2}{8p} = \frac{ql_0^2}{8S_{mix}} \quad (6.104.)$$

Овај образац не даје апсолутно егзактан резултат јер је: тродимензионалан проблем сведен на дводимензионални; занемарена уздужна крутост траке, која смањује угиб; усвојено да је крива симетрична; занемарен утицај динамичких дејстава, која деформишу рачунску криву да не буде симетрична. Уз то, није узета у обзир попречна крутост траке и вертикалне силе су распоређене по хоризонталној пројекцији - умјесто по луку.

Основни захтев, који се поставља у свим методама прорачуна траке, је обезбјеђење најповољнијих услова рада траке, јер је она најскупљи дио постројења и дио од којег највише зависи ефективност транспорта. Већи угиб траке смањује ефективност, дозвољени угао нагиба путање и хаба траку - те мора остати у дозвољеним границама, нарочито при транспорту под нагибом. Са аспекта хабања траке било би најповољније да не постоје угиби, али како је то практично немогуће, нужно је радити са минималним дозвољеним затезањем да би стрела угиба била што мања.

При релативно већим растојањима између ваљака, трака се знатно угиба и може се десити да угао нагиба терета буде толики, код трака под нагибом, да материјал почиње да клизи низ траку. Експериментално је доказано да стрела угиба траке не треба да буде већа од 1,5 – 2% од растојања 2 сусједна ослонца оптерећене стране, тј. (6.105.):

$$f_{doz} = (0,0125 \div 0,020)l_o, m \quad (6.105.)$$

Затезна сила утиче више на растојање између ваљака од дужинских оптерећења. Са порастом дужинских оптерећења и нагиба бочних ваљака расте величина попречног угиба. Овај угиб повећава уздужно савијање траке. Оба угиба утичу на отпоре кретању траке и интензитет њеног хабања. Отуд, стрела угиба траке не смије да буде већа од 3% вриједности дужинског растојања између ваљака. Да се материјал не би просипао са бочних страна транспортера, максимална стрела угиба траке треба да износи:

λ°	20	30	35	45
$f_{max}, \%$	3	2,5	2	1,5

Из претходне двије једначине, при највећој стрели угиба, добијамо да минимална затезна сила на оптерећеној страни, тј према критеријуму угиба траке, износи (6.106.):

$$S_{min} = (4 - 12) \cdot (q_k + q_t) \cdot g \cdot l_o \quad (6.106.)$$

Веће величине за S_{min} треба примјењивати за брзе и оптерећеније траке.

Растојање између ваљака, на оптерећеној страни траке, l_o можемо прорачунати на основу дозвољене максималне стреле угиба која је настала услед укупног оптерећења траком и теретом и вучне силе траке.

При одређивању растојања најчешће се користе експериментални подаци и подаци из праксе. Прорачунски врло је тешко обухватити све наведене факторе, па за сада не постоје ни покушаји за оформљење једне такве формуле.

Код досадашњих типова транспортера растојање није у оптималним границама, што има за последицу већу цену постројења због већег броја слогова, или већих отпора кретању траке, и смањење економичности примене транспортера са тракама.

Код постројења са тракама велике чврстине, корак између носача ваљака може бити већи у дионици са већом затезном силом у односу на дио са мањом затезном силом. То растојање, на оптерећеној страни, може се одредити по обрасцу (6.107.):

$$l_o \leq \frac{(0,2 - 0,4)S}{(q_k + q_t)g}, m \quad (6.107.)$$

Очигледно, може се понекад добити врло велико растојање - које се не би смјело примјенити јер би се трака теже центрирала и повећали отпори због великих угиба, односно повећала потрошња енергије. Зато се врши корекција растојања према дозвољеном оптерећењу по једном ваљку G_d (6.108.):

$$l_o \leq \frac{Gd}{(q_k + q_t)g}, m \quad (6.108.)$$

У савременим прорачунима растојање се најчешће одређује у зависности од насипне запреминске масе и ширине траке.

Оптимални корак између ваљака најтачније се одређује према критеријуму минималних расподјелених отпора који се постижу када је $dW_u / dl_o = 0$. Ако се истакне да су отпори деформације терета и савијања траке међусобно једнаки, код великих затезних сила, на основу обрасца за W_Q , изједначивши парцијални извод за l_o са нулом, добија се образац за оптимално растојање између ваљака (6.109.):

$$l_{op} = \frac{1}{(q_k + q_t)g} / \frac{B^{a-1}(C_1 + 2v)n^{1/a}}{(a-1)\varphi C_u} / , m \quad (6.109.)$$

Испред В усвојени су различити коефицијенти пропорционалности јер се са истим коефицијентима код већих ширина добијају мала растојања. За траке ширине преко 2000 mm мора се усвојити још мањи коефицијент.

Водећи рачуна о свим утицајним факторима, у табели 6.39. - Прилог 6. предложена су растојања између ваљака на носећој страни.

При транспорту комада са $a_{max} > 300$ mm растојање се смањује за 20%, а на мјестима вертикалне конвексне кривине за 50%. На мјесту утовара материјала растојање између амортизационих ваљака износи $l_{Qa} \approx D_v + (100 - 200)$ mm - изузев ситнокомадастих и зрнастих материјала код којих то растојање износи половину нормалног корака растојања ваљака (D_v представља пречник ваљка).

Размак између слогова ваљака у конвексној кривини не смије бити већи од нормалног растојања на праволрњијској траси. Ако се добије међурастојање веће од половине нормалног размака, слогови се постављају на том растојању, а ако се добије резултат мањи од половине нормалног растојања - слогови се постављају на половини растојања.

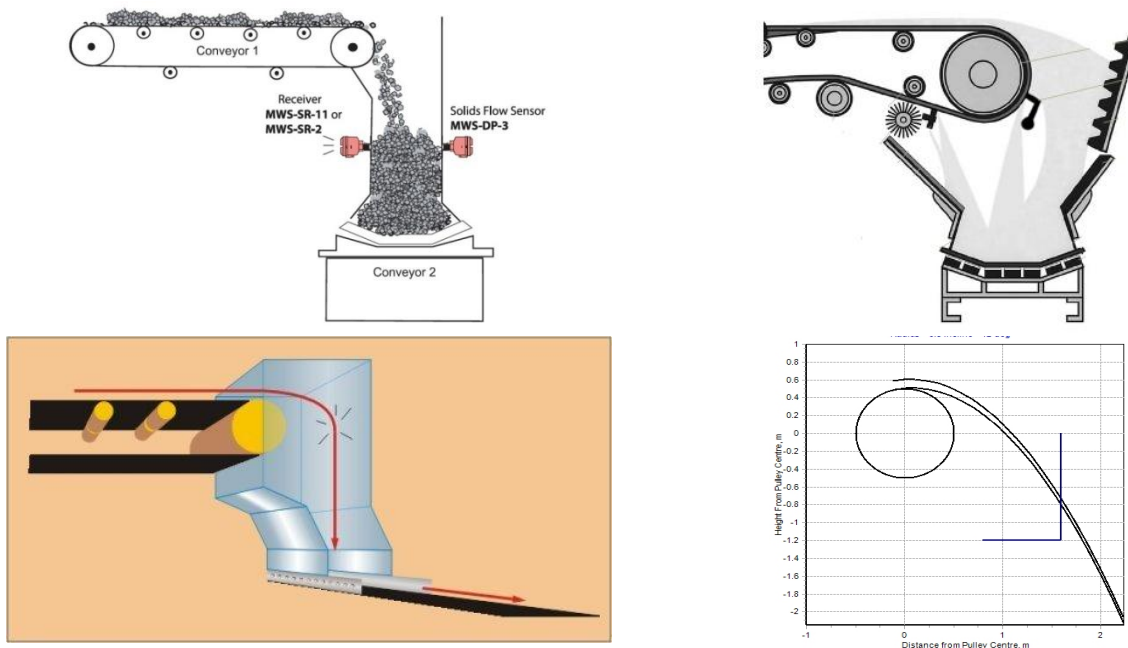
6.7. ИЗБОР ПАРАМЕТАРА УРЕЂАЈА ЗА УТОВАР, ИСТОВАР И ПРЕТОВАР

6.7.1. Одређивање елемената претовара материјала преко бубњева

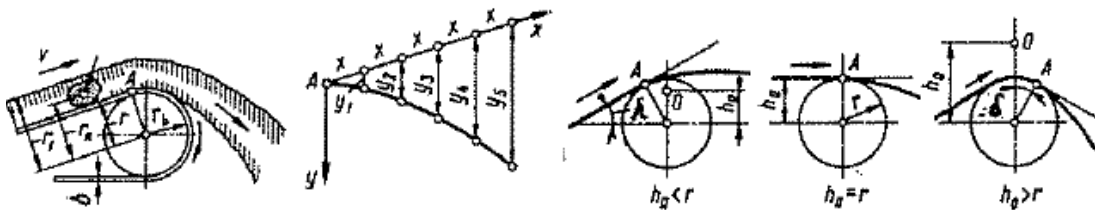
На пресипним мјестима материјал се утовара или истовара са транспортера, а при претовару са једног или два транспортера на пријемни транспортер, обје радње се обављају једновремено. Претоварна мјеста опремљена су разним уређајима, чији је задатак формирање, усмјеравање и центрирање материјала уз истовремену заштиту траке, радника и околине од штетних последица. Овдје припадају уређаји који:

- Преводне траку из коритастиг у хоризонталан положај на предајном транспортеру и обратно на пријемном транспортеру;
- Спријечавају просипање материјала са бочних страна траке и штите људе од падајућих комада;
- Усмјеравају ток масе материјала тако да, при минимализацији димензија претоварних уређаја, материјал у мјесту додира са пријемном траком има њену приближну брзину и централни положај на траци;
- Штите прихватну траку од оштећења падајућих комада терета амортизовањем њихових удара;
- Акумулирају тренутни вишак терета у циљу изравњавања тока ископине;
- Чисте траку, тренутно скупљају просути материјал и поново га утоварају на пријемни транспортер;
- Спријечавају расипање прашине квашењем, усисавањем и сл.;
- Издвајају стране предмете из материјала (остатке дрвета, феромагнетне отпатке и сл.);
- Контролишу и управљају радом претоварних уређаја нарочито у случајевима допреме материјала на транспортер који већ транспортује терет, или при утовару средстава цикличног дејства.

Да би се правилно и функционално направило претоварно мјесто, треба, поред других фактора, знати параболу трајекторије тока материјала. Теоретски, она се дефинише за доње и горње комаде при кретању, без узимања у обзир додатних елемената поремећаја као што су: отпор ваздуха, унутрашње трење, влажност, узајамно сударање и трење између комада ископине. Величина отпора ваздуха врло се тешко тачно одређује. Обзиром на релативно малу висину пада терета, утицај струјања ваздуха на промјену криве одбацивања материјала са бубњева може се занемарити.



Слика 6.26 : Претоварно мјесто и трајекторија одбацавања материјала
<http://vulctech.se/wordpress/wp-content/uploads/2014/12/Rema-tip-top-conveyor-belts.pdf>



Слика 6.27: Шема трајекторија терета и положаја тачки одвајања од бубња

При малој брзини траке долази до проклизавања материјала по траци на претоварном бубњу, а при транспорту влажних прашинастих и љепљивих материјала дешава се да се сами не одвајају од траке, већ се принудно скидају. За њих треба тачно одредити параболичну трајекторију кретања и уградити уређаје за усмјеравање, центрирање и остваривање брзине чија компонента у правцу кретања прихватне траке, приближно, достиже њену брзину. У том циљу користе се одговарајуће склизнице, праве или лучне, обујмице и посредни транспортери са траком.

Путања одбаченог материјала са претоварног бубња одређена је ротационом брзином, полупречником бубња, гравитацијом и висином материјала на бубњу, слика 6.27. При преласку из коритастог облика на равну траку, терет мијења свој профил и прелази у облик кружног одсјечка еквивалентне површине пресеку на коритастом дијелу траке. Контурне границе трајекторије зависе од гранулације материјала. Лаки прашинасти и ситнозрнасти материјал, велика брзина траке и мјешавина крупних комада и ситнежи, утичу на нестабилност горње и доње контуре трајекторије ископине. Отпор ваздушне струје проузрокује вертикалне промјене и разношење прашине и лаких зрнастих материјала.

Када не би дејствовала гравитација, путања би била праволинијска, односно била би тангента на круг полупречника једнаког растојања од центра бубња до материјала на траци, слика 6.27. Услед дјеловања гравитације терет пада, па се путања налази испод тангенте. Почетак трајекторије за хоризонталне и транспортере под нагибом зависи од односа центрифугалне и радијалне силе, односно тежине материјала. Могуће су следеће варијанте:

- Ако је тангенцијална брзина довољно велика, односно ако је центрифугална сила већа или једнака тежини - терет ће напуштати траку у почетној тачки тангенте траке на бубањ;

- Ако је брзина траке недовољна, односно ако је центрифугална сила мања од тежине - материјал ће се кретати по одређеном луку траке на бубњу;
- Ако је тангенцијална брзина довољно велика, тада је $v_s^2/g r > 1$, материјал напушта бубањ у почетној тачки тангенте;
- Ако тангенцијална брзина није довољно велика да одбацује терет по тангенти, односно ако је $v_s^2/g r < 1$ - он ће се кретати по траци, на дужини лука δ , слика 6.27, све до тачке у којој је $v_s^2/g r = \cos \delta$.

Гдје је:

- v - тангенцијална брзина материјала, m/s;
- g - сила земљине теже, m/s²;
- r - радијус окретања спољашњег омотача траке на бубњу, m.

Код успонских транспортера могу се издвојити још двије подваријанте:

кад је $v_s^2/g r = 1$, терет напушта траку на највишој тачки бубња и

ако је $v_s^2/g r > \cos \delta$ и < 1 , материјал може да напусти траку у почетној тачки тангенте траке на бубањ или због закривљености траке, може бити ношен на малој дужини лука бубња прије него што започне своју дефинитивну трајекторију.

Код транспортера постављених под нагибом, дијаграм трајекторије се ради на исти начин, са тим што би код успонских транспортера лијеви дио био оборен наниже, а тангента подигнута навише под углом нагиба транспортера, а код силазног транспортера обрнуто - лијеви дио би се издигао, а десни спустио. Кад је дејство центрифугалне силе мање од тежине терета, односно кад је $v^2/g < 1$ само би се мијењао положај транспортера на лијевој страни – за хоризонтални транспортер био би водораван а за силазни (спусни) издигнут изнад хоризонтале за угао пада трасе транспортера.

Тангенционална брзина ископине рачуна се по обрасцу (6.110.):

$$v_s = 2\pi n_o r_m: 60, \text{ m/s} \quad (6.110.)$$

гдје је

- r_m - радијус терета од центра бубња до материјала на равној траци.

Угаона позиција тангенте на r_m одређује се из једнакости (6.111.):

$$v_s^2: g r_m = \cos \delta \quad (6.111.)$$

гдје је:

- δ - угао, у степенима, између средишње вертикалне линије кроз центар бубња и линије која повезује центар бубња са почетном тачком путање материјала.

Материјал се претовара са транспортера на транспортер преко претоварних бубњева на самом транспортеру или претоварних колица. Материјал са транспортера одбацује се по параболичној путањи, чије контуре су одређене координатама (6.112.):

$$x = v_m t, \text{ m} \quad \text{и} \quad y = 0,5gt^2 = gx^2: 2v_m^2, \text{ m} \quad (6.112.)$$

гдје је:

- t - вријеме кретања материјала, s.

Унутрашња контура трајекторије ископине оцртана је брзином кретања траке $v \approx v_m$, а спољашња брзином кретања материјала која износи (6.113.):

$$v_m = \frac{v(r + h_m)}{r} \quad (6.113.)$$

гдје је:

- h_m - висина материјала на хоризонталној траци.

Трајекторија кретања материјала, се конструише прорачуном координата параболе, гдје је оса x тангента на бубањ а оса y зависи од временског периода. Одвајање ископине од траке настаје у тачки у којој се изједначавају дејства центрифугалне силе са радијалном компонентом њене тежине (6.114.):

$$\frac{mv^2}{r} = mg \cos \delta \quad (6.114.)$$

Из претходног обраћа може се одредити угао под којим се одбацује материјал са траке (6.114.):

$$\delta = \arccos v^2 : rg \quad (6.114.)$$

При претовару ископине са транспортера на транспортер треба прорачунати висину њеног пада, дужину одбацивања и угао под којим пада на прихватни транспортер, као и енергију њеног удара и брзину пријемне траке. Код хоризонталног транспортера, који има почетну брзину v_p уз занемаривање дејства ваздушне струје, хоризонтална компонента брзине одбацивања износи $v_{px} = v_p \cos \delta$ — $v_{ux} = \text{const.}$, а вертикална: $v_{py} = v_p \sin \delta$ расте до величине (6.115.):

$$v_{uy} = \sqrt{v_p^2 \sin^2 \delta + 2gh}, \text{ m/s} \quad (6.115.)$$

Брзина пада на прихватну траку износи (6.116.):

$$v_u = \sqrt{v_p^2 + 2gh}, \text{ m/s} \quad (6.116.)$$

те ће се енергија удара, при сатном капацитету Q_h , t/h, рачунати по обрасцу (6.117.):

$$E_{ku} = \frac{Q_h v_u}{2 \cdot 3,6}, \text{ Nm/s} \quad (6.117.)$$

Даљина одбацивања и висина пада, износиће (6.118.):

$$L_h = tv_p \cos \delta = \frac{2hv_p \cos \delta}{\left[v_p \sin \delta + \sqrt{v_p^2 \sin^2 \delta + 2gh} \right]} \quad (6.118.)$$

$$h = \frac{gL_h^2}{2v_p^2 \cos^2 \delta} + L_h \text{tg} \delta, \text{ m} \quad (6.119.)$$

6.7.2. Одређивање параметара претоварног лијевка

При утовару материјала на транспортер веома је важно да се: терет добро центрира, усмјерава у смјеру кретања и да се креће брзином прихватне траке. Испуњавањем ових услова отклања се турбуленција материјала, која је функција разлике брзина, смањују се отпори кретању траке, хабање њеног омотача и спрјечава просипање материјала.

Ако се материјал не утовара симетрично у односу на уздужну осу транспортера, ако удара у траку на једној од бочних страна, или ако се нагомилава дуж само једног штитника, могуће је попречно помјерање, односно ексцентричност траке.

При претовару материјала на успонски транспортер, теже се остварује минимална разлика брзина између траке и терета па је могућа знатно већа његова турбуленција у односу на хоризонтални утовар. Све што је већа брзина и нагиб, и тешкоће правилног утовара су веће. Зато се уграђују и дужи и виши штитници. Ради ублажавања свих штетних последица, настоји се да се утовар обавља на хоризонталном дијелу транспортера или да успон не пређе преко 8° . Лијевак и штитници треба да су добро причвршћени и правилно фиксирани у односу на траку.

Нагиб лијевка треба да омогући захтјевану брзину точења ископине на траку. За остварење тог циља и заштите од абразивности и корозије, лијевкови се могу облагати плочицама од одговарајућих материјала пластике, керамике и сл.

Минимална ширина утоварног лијевка треба да износи $2/3$ ширине траке и да је већа 2 до 3 пута од највеће димензије комада - ако ти комади учествују са већим процентуалним учешћем од 10%.

Штитници су паралелни продужци страна утоварног лијевка са циљем задржавања материјала на траци док не стекне њену брзину и спријечавања расипања материјала. Издигнути су изнад траке 20 до 30 mm. Испод њих се постављају призматичне гумене лајсне дебљине 8 до 12 mm, учвршћене за спољашње стране штитника завртњевима. Оне спријечавају расипање ситнежи и прашине ископине.

При транспорту крупних и оштрих комада, зазори између штитника и траке се постепено повећавају у смијеру кретања да би се лакше ослобађали крупни заглављени комади и да би мање хабили омотач траке. Штитници у доњем дијелу могу бити више размакнута да би се спријечиле заглаве и да би се заглављени крупни комади лакше извлачили испод штитника.

Дужина штитника зависи од разлике у брзини прихватне траке и ступања материјала на њу. Креће се од 2 до 4 m. цијелом њиховом дужином испод њих су гумене лајсне које мекано належу на траку да не би задирале у траку и усецале жљевове.

При претовару терета са траке на траку, њихове подужне осе морају бити у истој вертикалној равни. Као што је наглашено, брзина ступања материјала на траку v_3 треба да је приближно једнака брзини прихватне траке v_4 .

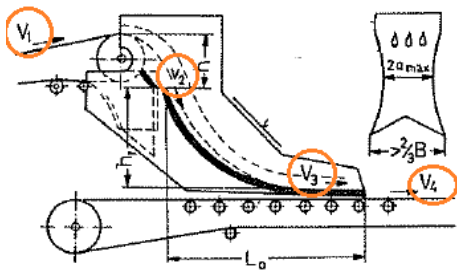
У првој фази, по напуштању продајне траке, до пада на дно лијевка, материјал има параболичну путању савлађујући различиту висину x (приближно једнаку пречнику предајног бубња D , сл. 10.18) са брзином која се одређује из израза (6.120.):

$$\frac{1}{2}m(v_2^2 - v_1^2) = mgh \quad \text{односно} \quad v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2gh}, m/s \quad (6.120.)$$

У другој фази терет се креће по заобљеном дну лијевка, који има висину h , и хоризонталну пројекцију L_h , па се његова брзина при ступању на пријемну траку одређује по обрасцу (6.121.) и (6.122.):

$$\frac{1}{2}m(v_3^2 - v_2^2) = mgh_1 - mgfL_h \quad (6.121.)$$

$$v_3 = \sqrt{v_2^2 + 2g(h_1 - fL_h)}, m/s \quad (6.122.)$$



Ако је $v_3 \approx v_4$ може се констатовати да су елементи добро усвојени, јер разлика између ове двије брзине, при паралелном положају траке, може да износи 0,5 - 1 m/s.

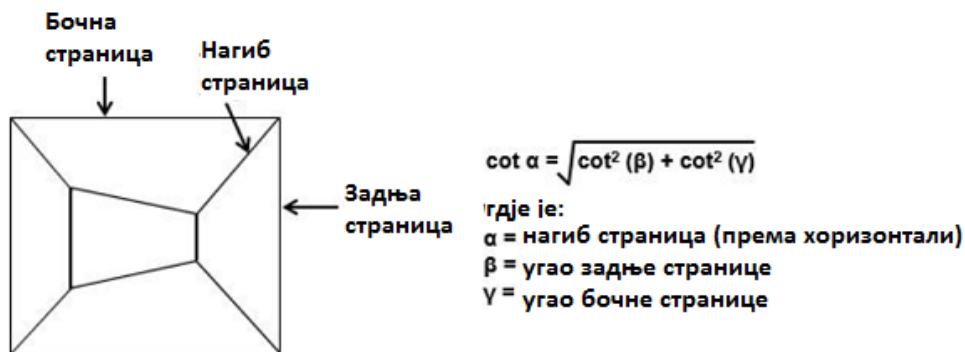
Слика 6.28: Шема брзина кретања материјала

Угао нагиба стрме равни, или дно пресипног лијевка, најчешће се у пракси одређује по обрасцу(6.123.):

$$\tau = \rho + (10 \div 15^0) \quad (6.123.)$$

Гдје је; ρ - arstg f - угао спољашњег трења између материјала и косине лијевка. Најбоље је ако је тај нагиб утврђен експериментално на основу великог броја проба у различитим условима точења терета.

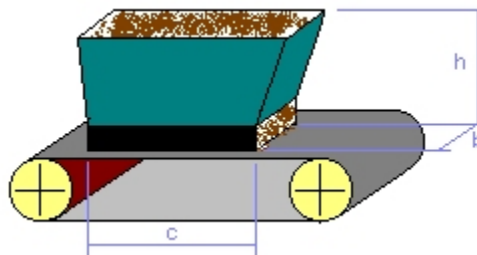
Поред тога посоје и друга стандардизована правила при дефинисању нагиба страница лијевка.



Напомена; За угаљ нпр минимални угао је 60^0
Слика 6.29: Углови нагиба утоварног лијевка

При провјери елемената утоварног лијевка може се извршити и прорачунавање површине утовара (програмски пакет Helix delta-T6) (6.124.):

$$F = \frac{2c^2b^2}{c+b} * u \frac{D_g}{1000} * n_s \quad (6.124.)$$



Слика 6.30 Шема површине утовара материјала

6.7.3. Прорачун снаге мотора код претоварних покретних колица

Концентрисани отпори код ове врсте истоварача постављеног изнад бункера или претоварача, ако врши претовар терета са траке на траку, одређује се из израза

$$W_i = 2Bw' + 2 \cdot 0,005 \frac{d}{D} G_b + q_k g h + P_{\xi}, N \quad (6.125.)$$

Гдје је:

- P_{ξ} – притисак чистача траке, 100 до 300 N/m,
- w' – Отпор једносмјерног савијања траке око бубња, 0,85 N/cm
- d/D – однос пречника осовинице и бубња и пречника бубња, 0,15
- G_b – тежина бубњева, N

Отпор кретању двобубањског истоварног уређаја износи (6.126.):

$$W_{ku} = W_i \left(1 + \frac{v_u}{v} \right) + G_u f_s \frac{v_u}{v}, N \quad (6.126.)$$

Гдје су:

- v_u – брзина кретања уређаја, 0,5 - 1 m/s,
- G_u – тежина уређаја,
- f_s – коефицијент трења између шина и бандажа точкова, 0,06.

Снага мотора за кретање уређаја (6.127.):

$$N_u = \frac{W_{ku} v}{1020 \eta}, kW \quad (6.127.)$$

6.8. ИЗБОР ТИПОВА НОСЕЋЕ КОНСТРУКЦИЈЕ

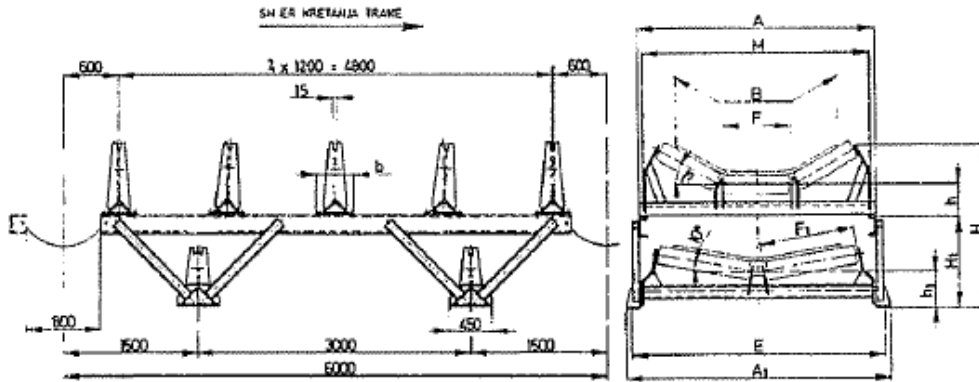
Чланци носеће конструкције транспортера са траком постављају се између погонске и повратне станице. У зависности од намјене, радних услова, подужних оптерећења итд. израђује се више типова и подтипова. Чланци се класификују по типовима према:

- намјени (за транспорт лаких и средње тешких, тешких и врло тешких ископина);
- дужини (нормалне и скраћене чланке);
- мјесту постављања (за савлађивање кривина, за претовар и утовар, коси прелазни чланци код погонске и повратне станице) итд.

Типови чланака означавају се римским бројевима или великим словима, а подтипови арапским бројевима. На пример: А 532 означава тип лаког, **нормалног чланка** за лаке и средње тешке материјале, 5 означава број слогова горњих ваљака, 3 број ваљака у слогу, 2 број слогова доњих ваљака.

Сви типови чланака могу се радити у двије варијанте: за лаке и средње тешке материјале, тип А (или И), и за тешке и врло тешке ископине, тип Д (или IV), или три варијанте - посебни типови за последње две групе. На сл. 10.12. приказан је чланак типа Д 532. За тип А 532 не би требало уграђивати коснике код вертикалних стубова, јер би имали мању масу, таблица 1020. За мање растојање између ваљака, чланак би имао ознаку Д 632. У том случају растојање горњих ваљака износило би 1000 mm и између уздужних носача у чланцима 600 mm - умјесто 800 mm код типа приказаног на сл. 10.12.

Чланци носеће конструкције бирају се према намени, насипној запреминској маси, ширини траке, нагибу бочних ваљака, изведби итд. таблица 10.20. Сви типови чланака раде се у две изведбе за стационарне и померљиве транспортере. Сви вертикални стубови имају улежиштења за повратне ваљке.

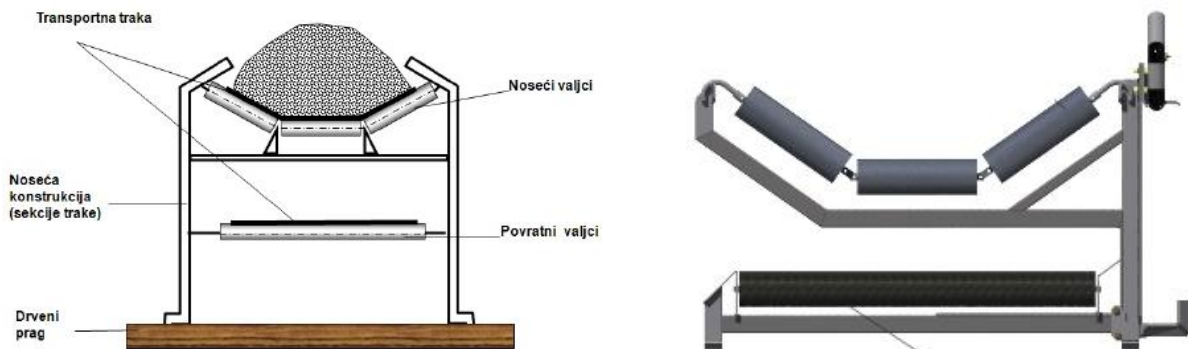


Слика 6.31: Основне димензије чланка за тешку ископину тип D 532

Нормални чланци примењују се на праволинијским трасама при константном нагибу. При конвексном прелазу са мањег на већи нагиб, последњи слог претходног и први слог ваљака следећег чланка су више оптерећени - што често захтева употребу ваљака квалитетније израде у односу на остале дуж транспортера.

За савлађивање кривина и утоварно - претоварних операција израђују се скраћени чланци (тип С).

Прелазни чланак у кривини, тип В 532, (или II 532) разликује се од претходног само по маси, 6.45. - Прилог 6. јер уместо 5 горњих слогова има само три. Слогови ваљака у конвексној кривини подносе знатно већа оптерећења - што захтева примјену ваљака веће носивости од оних на праволинијској траси.



Слика 6.32: Носеће конструкције

6.9. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА И ИЗБОР БУЉЊА

Бубњеви су дијелови транспортера са траком који предају вучну силу и усмјеравају кретање траке. По стандардима бубњеви на тракастим транспортерима дијеле се у основи на три типа:

- Тип "А" – погонски бубањ,
- Тип "В" – бубањ без погона и
- Тип "С" – бубањ без погона, подешен на хоризонтално затезање.

Мало детаљнији опис типова бубњева и примјери њихове употребе су:

Type of Pulley	Application	Examples
A	Pulleys in the areas of high belt stress.	Drive Pulley, Tripper Pulley
B	Pulleys in areas of low belt stress	Tail Pulley, Bend Pulley, Tension Pulley
C	Pulleys with an angle of wrap ≤ 30	Snub Pulley

6.9.1. Прорачун пречника бубња

При прорачуну и избором бубња мора се полазити од: ширине и дебљине траке x , величине напрезања на савијање при обавијају траке око бубња, чврстоће траке, величине специфичног притиска између траке и бубња и њеног одговарајућег издужења, вучне силе F_b , максималних сумарних напрезања на истезање и савијање на погонском бубњу, фреквенције напрезања на савијање, броја обавијања траке око бубња, типа и намјене постројења и бубња. По нашим стандардима пречник бубња се одређује по обрасцу (6.128.):

$$D \geq \frac{360F_b}{r_b \pi V \alpha}, m \quad (6.128.)$$

гдје је:

- r_b - способност преношења вучне силе преко бубња у kN/m^2 која има следеће вриједности:
 - 25 - 35 - за синтетичке траке и
 - 50 - 60 - за траке са каракасом од челичних ужади.

На основу електротензиометријских и оптичких испитивања, пречник бубња код снажних постројења треба да испуњава услов (6.129.):

$$D \geq 200 h/\alpha \quad (6.129.)$$

гдје је:

- h - укупна дебљина траке у mm;
- α - обухватни угао у радијанима.

Наведене формуле дају врло велике разлике у величини пречника бубња. У односу на изложене начине прорачуна пречника бубња знатно је прихватљивији метод који полази од броја уложака у траци z , процентуалног искоришћења вучне способности, напрезања уложака на кидање и намјене бубња (погонски, повратни, усмеравајући, затезни). По том критеријуму пречник бубња треба да испуњава услов (6.130.):

$$D = K_a K_b z, mm \quad (6.130.)$$

гдје је:

- K_i - коефицијент који зависи од затезне чврстине основе;
- K_b - коефицијент који зависи од броја погонских бубњева, намјене бубња и величине затезне силе:
 - $K_b = 1$ за једнобубањски погон,
 - $K_b = 1,1$ за двобубањски погон;
 - $K_b = 0,9$ за повратне и затезне бубњеве а затезна сила изнад 60% од дозвољене,
 - $K_b = 0,8 - 0,85$ ако је мања и
 - $K_b = 0,5$ за усмјеравајуће бубњеве.

За K_a , у зависности од затезне чврстине σ_k , усвајају се следеће вриједности

$\sigma_k, N/mm^2$:	100	150	200	300	400
K_a :	140-160	161-170	171-180	181-190	191-200

Напомена: Мање наведене величине односе се на уже траке, док се највећа вриједност $K_a = 200$ односи на ширину траке од 2000 mm.

На основу добијених резулата, по наведеним обрасцима, треба усвојити стандардне величине бубњева приказане у табели 6.46. до 6.51. - Прилог 6. Усвојени пречник погонског бубња треба да задовољи критеријум дозвољеног притиска траке по његовом омотачу (6.131.):

$$D_u > \frac{360(S_n + S_s)}{B\pi\alpha P_{dsp}} = \frac{360S_n}{B\pi\alpha P_{dsp}} \left(\frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha}} \right) \quad (6.131.)$$

гдје је:

- P_{ds} - дозвољени специфични притисак траке по омотачу бубња,
- 0,2 - 0,3 МПа за текстилне траке,
- 0,6 - 0,65 МПа за траке са језгром од челичних ужади.

Пречници бубњева могу се прорачунати по следећим једноставнијим односима:

Тип бубња:	погонски	повратни и затезни	усмјеравајући
Мин. пречник, mm	125 K_3z	100 $K_a z$	75 $K_a z$
Затезна сила, %:	преко 80	од 60 до 80	до 60

Величина K_a у зависности од врсте материјала од којег су израђени улошци и њихове затезне чврстине, треба да, према подацима фирме "Bridgestone", износи:

Влакно:	полиестерско	полиамидно
$\sigma_k, N/mm$:	od 160 200 250 300 350 400	do 125 160 200 250 315
K_3 :	1,20 1,30 1,50 1,70 1,95 2,10	1,15 1,25 1,60 1,80 2,00

Пречник погонског бубња најједноставније се прорачунава по обрасцу (6.132.):

$$D_{(A)} = K_a S_k, mm \quad (6.132.)$$

гдје је:

- S_k - дебљина каркаса траке.

Произвођачи трака у свијету дефинишу коефицијент K_a према врсти каркаса траке (полиамидни, полиестерски, једнослојни, двослојни, арамидни, ужетни)

Специфични притисак траке по омотачу бубња може се рачунати по формули (6.133.):

$$P_{sp} = \frac{\sqrt{S_n^2 + S_s^2 + 2S_n S_s \cos(\alpha - 180)}}{BD10^6}, MPa \quad (6.133.)$$

па ако је $P_{sp} > 0,5$ МПа, бубањ треба да има гумени омотач.

Пречник погонског бубња, у зависности од пречника жице, треба да испуњава услов (6.134.):

$$D \geq 1000d_z, mm \quad (6.134.)$$

У зависности од максималне вучне силе F_{bmax} и средњег притиска P_{sr} ("Bridgestone" усваја $P_{sr} = 7 daN/cm^2$), пречник бубња, за траку са језгром од челичних ужади, износи (6.135.):

$$D = 20 F_{bmax} \cdot P_s \quad (6.135.)$$

6.9.2. Прорачун дејствујућих сила

Прорачун торзионог момента на вратилу бубња, према којем се усвајају тип бубња и редуктора, рачуна се по обрасцу (6.136.):

$$M_{tr} = 0,5 K_{ro} F_b D_b, Nm \quad (6.136.)$$

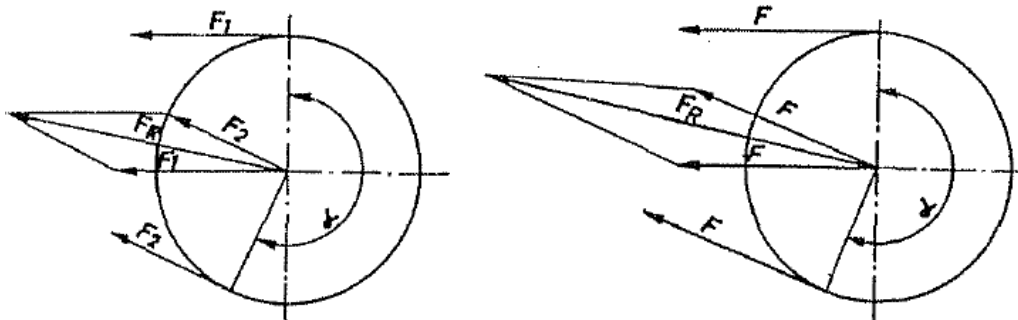
гдје је:

- $K_{ro} = 1,1$ -г- $1,5$ - коефицијент резерве и необухваћених отпора.

Погонски бубањ је један од најоптерећенијих дијелова транспортера. Код врло дугих и снажних транспортера то оптерећење достиже десетине хиљада kN. Уз то, омотач бубња је изложен промјенљивом и неравномјерном дејству сложених радијалних и тангенцијалних оптерећења по обухватном луку траке око бубња. Због тога још увијек не постоји егзактан и једноставан начин прорачуна његовог цилиндричног плашта, паока, или монолитних бочних страна. У постојећим сложеним прорачунима уврштавају се велике вриједности коефицијента сигурности, па се добијају веће димензије и знатно веће тежине бубњева и осталих склопова у погону посебно носеће конструкције погонске станице.

Посљедице дејства великих напрезања су: хабање и пуцање омотача бубња, хабање плашта ако нема омотача, пуцање шавова вара, спојева плашта и паока, пуцање прстенова испод плашта.

Пречник вратила бубња прорачунава се према критеријумима савијања, које настаје у његовом рукавцу усљед дејства резултанте наилазне F_1 и силазне затезне силе F_2 , слика 6.33, и торзије проузроковане дејством ефективне снаге електромотора.



Слика 6.33. Шема дејства силе на бубњу са и без погона

Величина торзионог момента на рукавцу вратила дефинише карактеристику обртног момента, односно снагу мотора по једном обртају (6.136.):

$$m = P_{ef} \cdot n, kW/o/min \quad (6.136.)$$

Полазни критеријум за **избор бубња** је максимална сила која делује на вратило бубња, а она треба да је већа од резултанте сила. Да би се израчунала резултанта, треба одредити ободну вучну силу у зависности од инсталисане снаге електромотора P_i по изразу (6.137.):

$$F_b = \frac{100P_{ef}}{v} = \frac{100P_i n_z}{v}, daN \quad (6.137.)$$

гдје је:

- P_{ef} - ефективна снага електромотора на вратилу погонског бубња.

Затезне силе на погонском бубњу износе (6.138.):

$$F_1 = F_b \left(1 + \frac{1}{e\mu\alpha}\right) \quad \text{и} \quad F_2 = F_1 - F_b, \text{ daN} \quad (6.138.)$$

Резултантна сила рачуна се по обрасцу (6.139.):

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2\cos\alpha}, \text{ daN} \quad (6.139.)$$

Гдје је:

- F_1, F_2 – затезне силе на погонском бубњу,
- α обухватни угао таке око бубња.

Провјера резултанте сила код бубњева без погона, које се дају у таблицама за те типове бубњева, обавља се по обрасцима (6.140.):

$$F_r = F\sqrt{2(1 - \cos\alpha)}, \text{ daN} \quad (6.140.)$$

с тим да је $F = F_1$ - код претоварних и $F = F_2$ - код повратних и усмјеравајућих бубњева.

На основу прорачунатих резултата за пречник и механичку карактеристику обртног момента, из табеле 6.55. - Прилог 6 бирају се остале димензије бубња битне за спецификацију.

За транспортер са двобубањским погоном прорачунавају се наведени параметри само за први бубањ, јер је он више оптерећен, а за други бубањ се усвајају исти параметри као за први.

Пречник пуног вратила погонског бубња изложеног савијању и торзији, према америчким произвођачима, одређује се по формули (6.141.):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\sigma_s\pi} \sqrt{(k_f M_f)^2 + (k_t M_t)^2}}, \text{ mm} \quad (6.141.)$$

а непогонских бубњева, изложених само савијању, по обрасцу (6.142.):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_f k_f}{\sigma_f\pi}}, \text{ mm} \quad (6.142.)$$

Двосмјерно савијање траке око бубњева и њено велико напрезање при савијању захтјевају веће пречнике бубњева за 15 cm у односу на једносмјерно савијање. Бубњеви заобљеног (бурасто) плашта не смију се примјењивати за траке са језгром од челичних ужади и за траке са више уложака, односно велике затезне чврстине. Правилан **избор пречника бубња** има велики значај при пројектовању и примјени транспортера са траком. Већи пречник омогућава повољније радне услове, али захтјева веће контурне димензије погонске станице, већу тежину, већи преносни однос, димензије и масу редуктора. Све ово поскупљује бубањ и цијело постројење. Зато не треба примјењивати бубњеве већег пречника од оног који захтјевају нормални радни услови.

6.10. ПРОРАЧУН И ИЗБОР ЗАТЕЗНИХ УРЕЂАЈА

Главни задатак затезних уређаја јесте, како је и наведено у поглављу 3, одржавање довољних затезних сила траке, како би се омогућила довољно велика вучна сила која треба да савлада све отпоре кретања траке на транспортеру. Дефинисање затезне станице подразумејева дефинисање хода и затезне силе на овим уређајима.

6.10.1. Дужина хода затезних уређаја

Затезни уређаји стварају затезну силу, одржавају у одређеним границама затезно напрезање траке у њеним контурним тачкама, компензирају истезање траке (током вуче и током прелазних процеса) и ограничавају угиб траке између ваљака.

Ход затезних уређаја мора омогућити нормално затезање траке после њеног трајног издужења као и при прелазним процесима. Оријентационе вриједности издужења траке, односно дужине хода затезних уређаја дате су у табелама 6.56. до 6.58. - Прилог 6.

Дужинама хода, прорачунатим преко процентуалних издужења наведених табела, треба додати дужину једнаку ширини траке ради могућности њеног слабљења на мјесту настављања и при обављању ремонтних радова на погону траке. Укупна дужина хода затезног уређаја Δl_h мора бити већа од збира радног Δl_r и монтажног хода Δl_m (6.143.):

$$\Delta l_h = \Delta l_r + \Delta l_m, m \quad (6.143.)$$

Радни ход зависи од типа траке и дужине постројења. Његова оријентациона вриједност износи (6.144.):

$$\Delta l_r = k_o L, m \quad (6.144.)$$

гдје су:

- k_o - коефицијент истезања оптерећене траке, табела 6.59. - Прилог 6.
- L - дужина транспортера, m.

Дужина монтажног хода зависи од начина настављања и оријентационо износи (6.145.):

$$\Delta l_m = (1 \div 2) B, m \quad (6.145.)$$

Затезни уређај треба да обезбиди довољну дужину хода за прихватање наглих удара при покретању и кочењу без ударања у зауставне ослонце. Он треба да омогући резервну дужину траке да се у случају прекида не би убацивала мала дужина наставка траке, што би захтјевало два настављања. Удружење америчких произвођача транспортера препоручује дужине хода затезног уређаја наведене у табели 6.60. - Прилог 6.

Неки произвођачи препоручују следеће средње вриједности хода затезног уређаја за транспортере са текстилним тракама: до 300 m (0,02 - 0,025) L , до 1500 m (0,01 - 0,015) L , до 3000 m 0,011 L и за ужетне траке (0,002 - 0,003) L , m.

Најдужи ход усваја се при настављању вулканизирањем а најкраћи при настављању са металним копчама.

Тачнији начин прорачуна дужине хода затезних уређаја добија се преко еластичног издужења траке услед дејства статичких и динамичких напрезања односно збрајањем дужина ходова које та оптерећења проузрокују. Важно је да се у пролазним периодима обухвати динамичко напрезање јер ако се не обезбиди тај допунски ход затезном уређају, може трака проклизавати по погонском бубњу. Дужине хода при максималном статичком и динамичком напрезању могу се рачунати према максималној површини дијаграма одговарајућег напрезања при максималном оптерећењу A_{max} , модул еластичности материјала уложака E_0 , редукованеј обртој маси бубња на његов пречник и редукованеј маси крака траке (оптерећене или повратне).

Површина дијаграма затезних сила зависи од мјеста постављања погона, врсте затезног уређаја и начина покретања транспортера.

6.10.2. Одређивање затезне силе

По својој контури трака је на транспортеру затегнута промјенљивом затезном силом. Величина затезне силе зависи од:

- дужине и конфигурације трасе транспортера,
- дужинског оптерећења,
- врсте затезног уређаја,
- броја погонских бубњева,
- механичких својстава погона и кочног механизма,
- радних стања транспортера (покретање, нормални рад, заустављање).

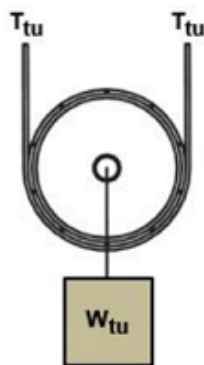
При већој брзини и транспорту крупнокомадасте ископине транспортер треба да ради са мањим номиналним затезањем. При дејству динамичких сила може се дозволити већа стрела угиба траке између ваљака, односно може се радити са мањим затезањем траке.

Када се дефинише локација и начин рада затезних уређаја могуће је дефинисати потребну тежину утега за остваривање неопходних затезних сила траке (6.146.):

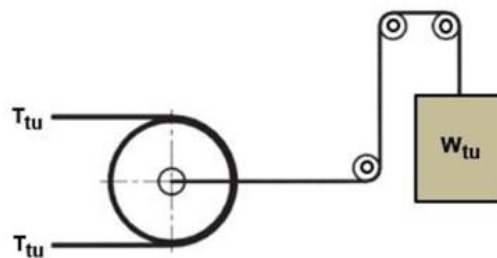
$$T_{tu} = W/2 \quad (6.146.)$$

гдје је:

- T_{tu} – затезна сила траке,
- W – укупна тежина затезања (тег, затезни бубањ, конструкција).



Вертикално/гравитационо



Хоризонтално

Слика 6.34. Шематски приказ одређивања тежине тегу код затезних уређаја

У поглављу 3 обрађене су предности аутоматских затезних уређаја, начин затезања и подешавања величине затезне силе. Код хидрауличких и пнеуматских затезних уређаја затезање се регулише промјеном притиска у цилиндрима у складу са стварним оперативним условима. За сада, у пракси, најчешће се примјењују уређаји са електричним или хидрауличким витлом. Витлом се управља мјерним инструментима (динамометар) постављеним на мјесту причвршћивања ужета. Затезање траке мијења се у опсегу усвојених вриједности горње и доње границе. Ови типови витла примјењују се најчешће умјесто гравитационих уређаја због ограничене висине погонских станица.

Недостатак овог уређаја је велика снага витла аутоматске регулације затезања траке за вријеме покретања транспортера због захтјеване велике брзине премјештања затезног бубња у том тренутку. Код упрошћеног система управљања затезни бубањ се не премјешта у периоду покретања јер је прије покретања трака затегнута већом затезном силом. По покретању уређај ради као аутоматски и затезни бубањ се помјера у функцији дејства затезне силе.

Код транспортера са траком од челичних ужади (мало еластичних и скоро без трајних издужења) електрично витло може се користити само за остваривање почетног затезања, већег од оног при сталном кретању, које одговара условима покретања. Повећано почетно затезање смањује

опуштеност траке између ваљака и отпоре кретању као и динамичко оптерећење склопова. У овом затезном уређају електрично витло служи и за евентуалну компензацију трајних издужења траке.

Електро-хидраулички витао се примењује за транспортере снаге неколико стотина киловата. У једноставној изradi, реверзибилни хидраулички мотор преко пужног редуктора покреће ужетни бубањ витла. Мотор се покреће преко тродјелног вентила спојеног са полугом за коју је причвршћена трећа ужетњача. Помјерање те полуге узроковано је затезањем траке, а опсег промјене силе притиска те полуге на тродјелни вентил може се одредити помоћу завојног механизма, који одређује положај опруга које су сабијене са полугом. Искључење затезања, или лабавост траке, испољава се у тренутку повратка полуге у средњи положај, а то значи кад сила у траци достигне подешену вриједност. У том случају уље потискивано пумпом, са властитим електричним погоном или покретано од погона транспортера, слива се у резервоар иза хидрауличног мотора. Код савршенијег хидрауличног затезног уређаја витло стално покреће пумпа малог капацитета и снаге (око 5 - 7 kW), а при покретању траке пумпом већег капацитета и снаге (20 - 30 kW). Пумпа веће снаге искључује се у тренутку достизања 90% номиналне брзине траке. Затезање траке контролишу два микроприкључка са регулисаним размаком (горњим и доњим) уграђена у систем динамометра инсталисаног у ужету за затезање. Трећи прикључак је укључен у систем снабдјевања за услове без напона. За вријеме покретања оба прикључка су искључена у циљу осигурања повећаног затезања траке ручно регулисаног на преливном вентилу.

За локацију "затезне станице врло је битно да се утврди мјесто на којем ће аутоматски уређај најбоље да функционише, у односу на погон, у циљу одржавања неопходног минималног затезања траке. При избору локације води се рачуна и о расположивом простору, условима одржавања и економичности локације. Код успонских транспортера најподобнија локација је код повратног бубња јер, поред осталих предности, нису потребни додатни затезни бубњеви. Код транспортера са великим нагибом само тежина склопа повратног бубња и траке, са повратне стране транспортера, може бити довољна за стварање довољне затезне силе и спријечавање проклизавања траке на погонском бубњу - без уградње додатног утега.

Код хоризонталног, или благо нагнутог, транспортера велике дужине затезна станица је уз погон ради брзог реаговања и спријечавања проклизавања при убрзавању траке. Ово је врло битан разлог јер неконтролисано покретање или кочење, захтјева знатно дужи ход затезног уређаја у односу на контролисање тих фаза. Аутоматски затезни уређај најчешће се налази одмах иза погонских бубњева са главном улогом да спријечи проклизавање траке њеним аутоматским затезањем, и његовим одржавањем у заданим границама, за вријеме покретања и нормалног рада транспортера. Ради смањења великих осцилација силазне затезне силе, уграђује се механизам за њену регулацију између погонских бубњева. У том случају дужина хода затезног уређаја одређена је преносним односом бубњева витла за намотавање ужади и механизма за регулацију. Усмјеравајући бубњеви траке налазе се на колицима која су ужадима повезана са диференцијалним механизмом за регулацију. Он се састоји од спарених бубњева витла, са различитим пречницима навијања ужади (r_1 - за бубањ 1 и r_2 - за бубањ 2). Бубњеви једнаких пречника могу бити међусобно повезани редуктором са преносним односом који одговара односу наилазне и силазне затезне силе на бубњу. Ужад и бубњеви за њих су тако намонтирани да се једно уже намотава, а друго одмотава.

Затезна колица крећу се по шинама савлађујући сопствену инертност и отпоре кретању, укључивши и отпоре кретању ужади преко катурача. Због свега овога овај уређај има одређен степен неосјетљивости на промјене затезне силе у тачки њеног силаска са погонског бубња.

При пуштању транспортера у рад, или његовом оптерећењу, расте наилазна затезна сила, примјењени однос $S_n : S_s$ нарушава се и затезна колица одмах се покрећу - одржавајући тражени однос у свим режимима тада. Дужина хода затезних колица пропорционална је преносном односу механизма за регулацију силазних затезних сила између бубњева B_1 и B_2 - без проклизавања траке, како при покретању кад су $S_{n(t)}$ и $S_{s(t)}$ промјенљиве величине, тако и при нормалном раду. Радна способност овакве аутоматске затезне станице зависи од правилно одабраног преносног односа механизма за регулацију и почетне силазне затезне, силе која се може одређивати по следећим једнакостим (6.147.) и (6.148.):

$$\text{за једнобубањски погон } S_{\min}^s \geq \frac{G_k(i_m+1)f}{(\eta \cdot e^{\mu\alpha} - 1)(1+K_r)} \quad (6.147.)$$

$$\text{за двобубањски погон } S_{\min}^s \geq \frac{G_k(i_m+1)f}{[(e^{\mu_2\alpha_2} - 1)(K_1+1)\eta - (i_m - \eta)](1+K_1)} \quad (6.148.)$$

гдје су: G_k - тежина колица,

- i_m - преносни однос механизма за регулацију,
- f - коефицијент отпора кретању колица по шинама,
- η - к.к.д преносног механизма,
- K_r - коефицијент расподеле оптерећења између погонских бубњева,
- $K_s = 1,06$ - коефицијент отпора ротирању бубњева.

Преносни однос механизма за затезање рачуна се по образцима (6.147.) и (6.148.):

$$\text{за једнобубањски погон } i_m = \eta \cdot e^{\mu\alpha} \quad (6.149.)$$

$$\text{за двобубањски погон } i_m = (e^{\mu_2\alpha_2} - 1)(K_1 + 1)\eta + \eta \quad (6.150.)$$

Ради компензације еластичног издужења траке, ход свих покретних затезних уређаја, са претходним затезањем траке, може се прорачунати по формули (6.151.):

$$\Delta l_h = \frac{S_{sr}L}{BE} = \frac{S_{minp+DSsrp}}{BE} L \neq const. \quad (6.151.)$$

Тежина утега, или затезна сила у ужету затезног витла, износи (6.152.):

$$G_u \cong \frac{P_z}{\eta \cdot i_n}, N \quad (6.152.)$$

гдје је:

- η - општи к.к.д котурача и усмеравајућих котурова;
- i_n - број котурача.

Тежина утега код вертикалног затезног уређаја одређује се по образцу (6.153.):

$$G_u = P_z - G_p \quad (6.153.)$$

где је: G_p - сопствена маса вертикалног покретног дела затезног уређаја заједно са бубњем.

Снага мотора за аутоматски затезни уређај износи (6.154.):

$$N_{zu} = \frac{2v_{sr}S_{nu}}{1020\eta}, kW \quad (6.154.)$$

гдје је:

- η - к.к.д затезног уређаја;
- S_{nu} - напрезање траке у тачки наиласка на затезни бубањ.

6.11. ПРОРАЧУН И ИЗБОР КОЧНИЦА И СПОЈНИЦА

Транспортери са траком коче се **механичким, електрохидрауличким кочницама** са двије кочне папуче.

Код механичких кочница кочна сила потиче од спиралних опруга смјештених у потискивачу или поред њега. У случају потребе изнад опруге поставља се тег. Сви дијелови кочнице смјештени су на постољу које се помоћу 4 завртња учвршћава за подлогу. Све битне димензије за механичке кочнице наведене су у табели 6.61. - Прилог 6.

Електрохидрауличне кочнице новијге типа успоравају и заустављају кочиони бубањ крзо притисак и трење, односно путем опруге за затварање, системом полуа, фриксионим материјалом и електрохидрауличким пропелером чија је функција да отвори кочницу са подижућом силом а у супротном да остварује силу кочења, слика 6.35. (GALVI кочница типа NV.HYD). Карактеристике овог типа кочница поменутог произвођача дате су у табели 6.62. - Прилог 6.

Кочница се бира према потребном **кочном моменту** (6.155.):

$$M_k = M_t k_s \eta^2, Nm \quad (6.155.)$$

гдје је:

- $\eta = 0,9$ - коефицијент корисног дејства кочнице,
- k_s - степен сигурности кочнице, 1,2 - 1,5 код хоризонталних и нагнутих транспортера.

Обртни момент кочнице износи (6.156.):

$$M_t = 9740P : n_0, Nm \quad (6.156.)$$

Гдје је:

- n_0 - број обртаја кочног венца или спојнице ако је кочница монтирана на спојници,
- P - потребна снага електромотора који покрећу вратило бубња.

Вијек трајања кочних папуча зависи од карактеристике њиховог загријавања, која је производ притисне површине и ободне брзине кочног вијенца (6.157.):

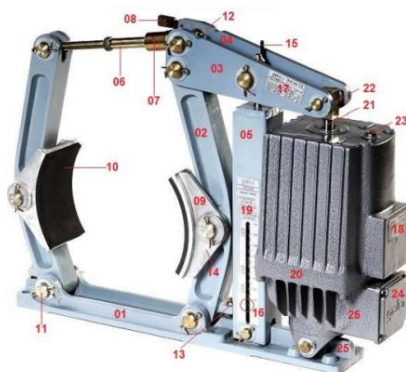
$$T = A v, kPa, m/s \quad (6.157.)$$

Гдје је: ободна брзина кочионог вијенца (6.158.):

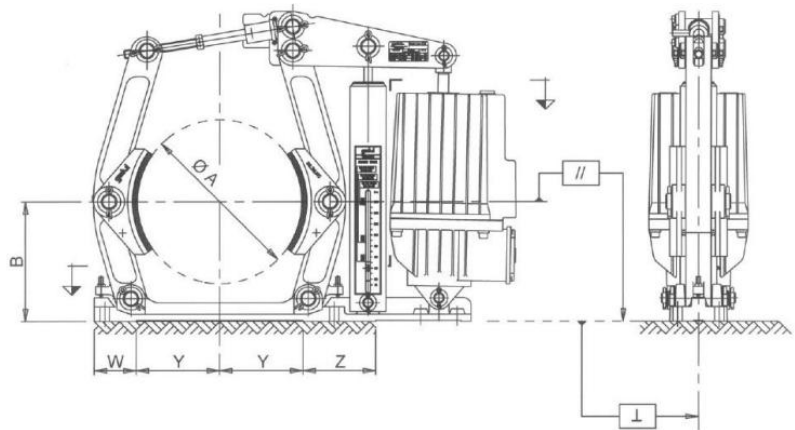
$$v = \pi D n_0 : 60, m/s \quad (6.158.)$$

Притисна површина (6.159.):

$$A = b l, m^2 \quad (6.159.)$$



Picture 1
Model shown
NV.315.HYD.080/06.CD.42.PS.AU.ZN



Слика 6.35. Електрохидрауличка папучаста кочница

Спојнице - Еластичне спојнице спајају погонске, радне и редуцирно-мултипликацијске елементе машина ради преноса обртног момента и обртног кретања. Посебно изведене спојнице са кочним добошем служе за кочење, слика 6.36. и табела сл.10.27. табеле 6.63. до 6.65. - Прилог 6. Састоје се од два дијела и одговарајућег броја завртњева, који су у једном дијелу фиксирани, а у другом се утискују у гумене прстенове, чиме је постигнута велика еластичност. Спојница се бира према величини стварног обртног (торзионог) момента (6.160.):

$$M_t = f M_o \quad (6.160.)$$

И обртног момента која износи (6.161.):

$$M_o = 9740P: n_o, Nm \quad (6.161.)$$

гдје је:

- f - коефицијент који износи 1,12 - за хоризонталне и
- 1,25 - за транспортере под нагибом.

Спојница се поставља на рукавац помоћу посебног алата. Да се не би оштетили лежајеви, не смију се ударати чекићем. У циљу лакшег навлачења обода спојнице дозвољено је његово загријавање до 100° С. Послије постављања провјерава се положај вратила, односно њихова саосност, и притежу носећи завртњеви. Током рада контролише се похабаност гумених прстенова и врши благовремена замјена.

Траке успонских транспортера при престанку рада електромотора или механичком квару у погонском механизму, крећу се супротно смјеру вуче, или материјал сам клизи низ траку, па долази до просипања материјала на утоварним мјестра. Ако се не би спријечила ова кретања, дошло би до оштећења траке и већих издатака за утовар' просугог материјала.

Код транспортера са вучом терета наниже обавезно се уграђују кочнице да би се спријечило неконтролисано кретање ископине и траке. И код хоризонталних и благо нагнутих транспортера са вучним режимом уграђују се кочнице ради регулације времена заустављања и дужине кретања траке.

Кочнице и уређаји за заустављање траке спријечavaju њено нежељено кретање. Уређаји за заустављање трака омогућавају слободно ротирање погонских бубњева у неопходном смјеру и аутоматски спријечavaju његово ротирање у нежељеном смјеру.

Оптерећење обртног момента спојнице мора се одредити из излаз погонске машине и брзина спајања. Називно оптерећење спојнице (6.162.):

$$T_N = 9550 \cdot P_n / n_N \quad (6.162.)$$

$$T_n - Nm; \quad (6.163.)$$

$$P_n - kW; \quad (6.164.)$$

$$n_N - \text{rpm}; \quad (6.165.)$$

Оптерећење спојнице под максималним и преоптерећеним условима - Максимални обртни момент је највеће оптерећење које дјелује на спојницу у нормалном раду. Максимални обртни моменат на фреквенцији до 25 пута на сат је дозвољено и мора бити ниже од максималног момента спојке. Примјери максималних услова обртног момента су: покретање транспортера, заустављање транспортера, рад са максималним оптерећењем (6.166.):

$$T_{Kmax} \geq T_{max} \cdot FT \quad (6.166.)$$

Обртни моменти преоптерећења су максимална оптерећења која се јављају само у комбинацији са посебним, ријетким условима рада. Примјери услова преоптерећења обртног момента су: кратки спој мотора, заустављање у случају нужде или блокирање због лома компоненти. Дозвољени су обртни

моменти преоптерећења једном мјесечно и мора бити нижи од момента преоптерећења спојнице. Стање преоптерећења може да траје само кратко, тј. Мјеренодијела секунде (6.167.):

$$T_{KOL} \geq T_{OL} \cdot FT \quad (6.167.)$$

Оптерећење спојнице због динамичког оптерећења обртног момента. Примјеном фактора фреквенције, динамичко оптерећење обртног момента мора бити мање од момента замора спојнице. Динамичко оптерећење обртног момента (6.168.):

$$T_{KW} \geq T_W \cdot FF \cdot \frac{1,5}{FB - 1,0} \quad (6.168.)$$

Фреквенција оптерећења динамичког момента

- $f_{ert} \leq 10 \text{ Hz}$ Фактор фреквенције $FF = 1,0$

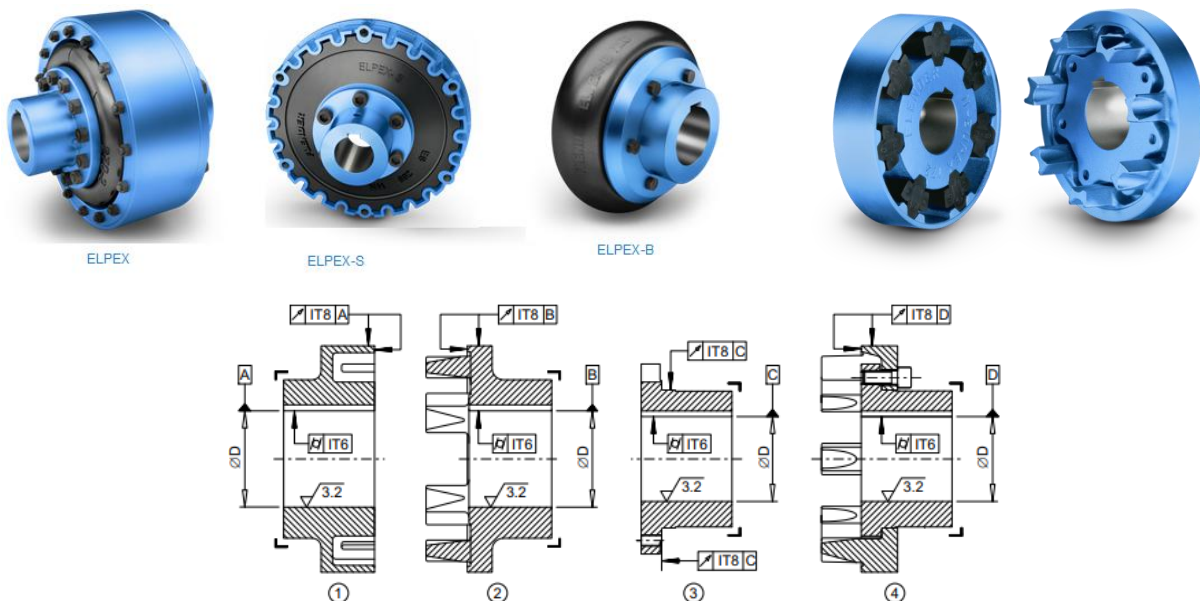
Фреквенција оптерећења динамичког момента

- $f_{ert} > 10 \text{ Hz}$ Фактор фреквенције $FF = \sqrt{(f_{ert} / 10 \text{ Hz})}$

Провјера максималне брзине - За све ситуације оптерећења $n_{K_{\max}} \geq n_{\max}$

Провјера дозвољеног помјерања вратила - За све ситуације оптерећења, стварни помак вратила мора бити мањи од дозвољеног одступања вратила.

Провјера пречника проврта, геометрије монтаже и дизајна спојнице - Провјера мора бити извршена на основу табела димензија. Максимални пречник проврта се примењује на паралелне уторе ДИН 6885. За остале геометрије утора, максимални отвор пречник се може смањити. На захтјев, спојнице са прилагођеним може се обезбедити геометрија.



Слика 6.36. Еластична спојница

6.12. ПРОРАЧУН СНАГЕ МОТОРА, ЗАТЕЗНИХ И ВУЧНИХ СИЛА, ПОКРЕТАЊА И КОЧЕЊА ТРАНСПОРТЕРА

Да бисмо дефинисали неопходну снагу мотора на погонској станици транспортера неопходно је одредити потребну вучну силу која савладава све отпоре кретању траке и у том смислу се дају следећа објашњења:

Затезна сила у траци - као вучном и носећем органу, је сила која савладава све врсте отпора који се супротстављају кретању траке и терета дуж транспортне линије, спријечава проклизавање траке на погонским бубњевима и недозвољени угиб траке са теретом између ваљака. Затезна сила потиче од погонских и затезних уређаја.

Вучна сила транспортера - је неопходна сила примљена од мотора транспортера која остварује кретање траке савлађујући све концентрисане и расподеле отпоре.

Ободна вучна сила која се преноси на траку мора бити, најмање, једнака или већа од суме отпора, не рачунајући отпоре у погонском механизму.

Постојеће методе прорачуна затезних сила међусобно се разликују углавном према броју фактора које обухватају и степену њиховог утицаја у прорачунима на величину укупног коефицијента отпора кретању траке. Према том критеријуму могу се сврстати у три групе:

- Методе које у прорачунима уврштавају коефицијент отпора одређен у зависности од мјеста рада и стања транспортера.
- Методе код којих се у прорачунима не одређује коефицијент отпора већ се прорачунава сила отпора по једном ваљку, па се затим одређује за укупни број ваљака. Обухвата се конструкција лежајева, температура, брзина траке и дужина транспортера са којом је повезана вредност затезне силе
- Методе код којих се коефицијент отпора одређује се на основу великог броја фактора: конструкције лежајева, величине дужинског оптерећења, растојања између ваљака, затезања траке, нагиба постројења, врсте материјала, температуре средине итд. Ради обухватања тих бројних фактора, користе се бројним таблицама и дијаграмима добљеним експерименталним путем.

Методе које су тренутно у употреби анализирају и одређују све физичке појаве које прате кретање траке по носећим ваљцима и, на основу тога, усвајају вриједности коефицијента отпора кретању траке w .

Вучна сила може се тачно одредити само на основу познавања дејства и величине појединачних/концентрисаних отпора дуж транспортне линије, отпора у механизму транспортера, дужинских/расподијелених оптерећења и тежине појединих дијелова постројења. Вучна сила савладава при кретању користан отпор дизања терета и штетне отпоре трења које смо обрадили код расподелењених и концентрисаних отпора.

Затезна сила у траци, из које произилази и вучна и ободна сила, одређује се у зависности од конструкције постројења и пратећих уређаја, конфигурације путање транспортне траке, намјене прорачуна па се могу користити различите формуле и методе. На тај начин, уз неке модификације и у зависности од познавања неопходних улазних података, времена за извођење прорачуна, потребе прецизности прорачуна методе имају различите нивое обраде података и прецизности прорачунавања радних параметара и конструктивних дијелова транспортера.

Код детаљних/пројектантских прорачуна дефинишу се сви отпори појединачно и овим поступцима свакако добијамо адекватније и реалности ближе резултате прорачуна.

Када желимо брзу инжењерску анализу можемо радити оријентациони прорачун, у којем уврштавамо само основне отпоре док друге процијењујемо одређеним коефицијентима.

6.12.1. Одређивање дужинских оптерећења

Маса терета по m' траке q_k (тзв редуковане масе терета) рачуна се по обрасцу (6.169.):

$$q_k = \frac{Q_h}{3.6 \cdot v} \text{ [kg/m}^{\text{'}} \text{]} \quad (6.169.)$$

гдје је:

- Q_h – часовни капацитет, t/h,
- v – брзина транспортовања, m/s.

Маса ротирајућих дијелова ваљака по m' траке (тзв. редуковане масе ваљака), за оптерећену и повратну страну износи (6.170.), (6.171.):

$$q_0 = \frac{m_o}{l_o} = \frac{45}{1,2} = 37,5 \text{ kg/m} \quad (6.170.)$$

$$q_p = \frac{m_p}{l_p} = \frac{22}{2,40} = 9,16 \text{ kg/m} \quad (6.171.)$$

гдје су:

- q_0, q_p - редукована маса ваљака на оптерећеној и повратној страни траке, табеле 6.39. – Прилог 6.
- m_o, m_p - маса ротирајућих дијелова ваљака на оптерећеној и повратној страни траке, табеле 6.27. 6.29. 6.30. - Прилог 6,
- l_o - растојање између горњих/носивих ваљака, m
- l_p - растојање између ваљака на повратној страни, m.

Сопствена маса m' траке q_t (тзв редукована маса траке) узима се из фабричких проспеката, других извора или се може рачунати на следећи начин (6.172):

$$q_t = B \cdot h \cdot \gamma_t \text{ [kg/m]} \quad (6.172.)$$

$$h = n \cdot S + S_1 + S_2 \text{ [m]}$$

$$h = 5 \cdot 1,45 + 3 + 1 = 11,25 \text{ m } h = 0,01125 \text{ [mm]}$$

$$q_t = B \cdot h \cdot \gamma_t = 0,8 \cdot 0,01125 \cdot 1450 = 10,35 \text{ [kg/m]}$$

Гдје су:

- B – ширина траке, m,
- q_t - сопствена редукована маса траке, kg/m,
- h - дебљина траке са n уложака, m,
- $S_{1,2}$ - дебљина омотача са носеће и повратне стране траке (табела бр. 4),
- S - дебљина једног улошка у траци,
- γ_t - запреминска маса траке : $\gamma_t = 1.1 - 1.15 \text{ [kg/m}^3]$ за синтетичке траке,
- n – број уложака.

У табели 6.37. - Прилог 6. дају се масе уложака у траци без гумене облоге.

Дебљина горње и доње гумене облоге зависи углавном од гранулације, абразивности, масе и врсте терета, па се њене препоручене величине наводе у табелици 6.19. 6.21. - Прилог 6.

У табелама 6.19, 6.21, 6.37. а и 6.37. б - Прилог 6. дају се минималне дебљине облога према врсти материјала, његовим карактеристикама, пречницима бубњева и сл.

Маса m' траке са каркасом од челичних ужади приближно се прорачунава по формули (6.173):

$$q_t = \frac{\gamma_g}{1000} \left(B h_t - \frac{\pi d_u^2}{4} U \right) + q_u U, \text{ kg/m}' \quad (6.173.)$$

гдје су:

- h_t – дебљина траке, mm;
- d_u – пречник ужета, mm;
- q_u – маса ужета, kg/m';
- U – број ужади.

У табели 6.38. - Прилог 6. наведене су просечне вриједности редукованих маса обртних дијелова транспортера западно европских произвођача за пар ширина текстилних трака. Редуковане масе ваљака могу се усвајати из таблица: 6.27. до 6.31. - Прилог 6.

Специфична маса траке са језгром од челичних ужади и њихова затезна чврстоћа, зависе од њихове конструкције: пречника и броја ужади, квалитета челика, дебљине гуменог омотача и његових особина, дебљине и особина гуме између ужади, особина уложака, уколико су уграђени. Произвођачи раде траке са различитим пречницима жица и ужади и различитим размаком, или кораком, између ужади Код произвођача "Bridgestone" ови подаци износе:

Тип траке S_t :	1600	2000	2500	3000	3150	4000	5000
Корак ужета:	11,9	11,3	15,3	12,8	12,1	13,9	11,1
Пречник ужета	4,6	6,2	6,2	6,2	6,2	7,6	7,6
Пречник жице	0,49	0,47	0,47	0,47	0,47	0,57	0,57

Тешке траке најчешће се раде са два текстилна улошка. У Русији траке са улошцима имају следеће специфичности:

Тип траке S_t :	3150	4000	5000	6000
Пречник ужета, mm	8,25	8,0	10,5	11,5
Корак ужета, mm	15	15	17	18
Маса траке, kg/m ²	43	39	43	49
Дебљине омотача, mm	5 + 5	4 + 4	4,5 + 4,5	4,5 + 4,5
Дебљина траке, mm	22,5	23	25,5	26,5

Траке са језгром од челичних ужади, због низа предности у односу на текстилне траке, све се више примјењују на површинским коповима, па се за прорачуне транспортера могу користити подаци наведени у табелама 6.11. (према подацима произвођача "Континентал"). и 6.54. - Прилог 6.

6.12.2. Детаљни прорачун вучне силе и снаге мотора у функцији контурних напрезања

За прорачун тачне вриједности затезне и вучне силе у траци, као вучном и носећем органу постројења, најсврхисходније је користити се методом постепеног обиласка контуре траке и карактеристичних тачки промјене правца кретања траке укључујући повратне пунктове. Карактеристичне тачке на траци обиљежавамо од 1 до n. У суштини то су тачке у којима се мијењају услови вуче, односно мијења правац транспорта, смањује оптерећени са неоптерећеним краком траке и др.

Суштина концепције детаљног прорачуна затезних и вучних сила траке у функцији контурних напрезања састоји се у сумирању отпора дуж трасе транспортера, полазећи од тачке силаска траке са погонског бубња, у којој дјелује затезна сила $S_s = S_1$ па до тачке њеног наиласка на погонски бубањ, у којој дјелује наилазна затезна сила S_n (6.174):

$$S_n = S_s + \sum_i W_i \quad (6.174.)$$

Гдје је:

- ΣW_i – вриједност свих концентрисаних и расподјелених отпора.

При одређивању затезања у свим контурним тачкама, користи се опште правило прорачуна: затезање вучног елемента у свакој наредној тачки контуре једнако је затезању у претходној тачки увећаним за отпор на дијелу између те две тачке, тј (6.175):

$$S_{i+1} = S_i + W_{(i+1)-i}, N \quad (6.175.)$$

Гдје је:

- S_i – сила затезања у тачки i ,
- S_{i+1} - сила затезања у следећој тачки $i+1$,
- $W_{(i+1)-i}$ – отпор између тачака $i+1$ и i .

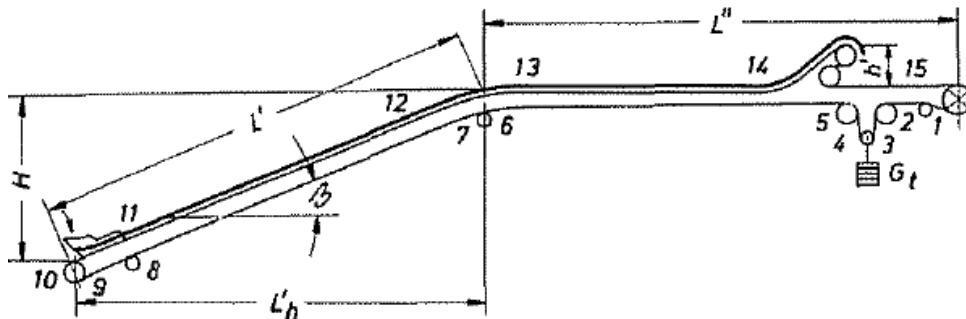
Прачун по контури почиње од тачке 1, у којој је затезање S_s непознато и обилазећи редом контуру од тачке до тачке изражавамо затезање траке у тим тачкама преко S_s , а резултати прорачуна уносе се у табеларни преглед, слика 6.37. Последња трећа колона, у којој се послје обиласка контуре уносе величине затезања траке у карактеристичним тачкама, попуњава се послје прорачуна друге колоне.

Као што се види из табеларног прегледа, друга колона затезања траке у тачки наиласка на погонски бубањ своди се на облик (6.176):

$$S_n = AS_s + B, N \quad (6.176.)$$

Гдје су:

- A и B - бројне вриједности које се лако прорачунавају у зависности од конфигурације транспортне путање, њених елемената, конструктивних карактеристика постројења и осталих пратећих уређаја на основу познатих величина параметара и коефицијената.



Затезање траке у котурним тачкама

Основни образац

$$\begin{aligned} S_1 &= S \\ S_2 &= K_1 S_1 \\ S_3 &= K_2 S_2 \\ S_4 &= K S_3 \\ S_5 &= K_2 S_4 \\ S_6 &= S_3 + (q_t + q_p) \quad wg \\ S_7 &= K S_6 \\ S_8 &= S_7 - [q_t H + (q_t + q_p)L \quad w]g \\ S_9 &= K S_8 \\ S_{10} &= K S_9 \\ S_{11} &= S_{10} + \frac{Q_{hV}}{3,6} \div f_y \quad h \quad g \end{aligned}$$

Скраћени резултат

$$\begin{aligned} S_1 & \\ S_2 &= 1,03S \\ S_3 &= 1,04 \quad 1,03 \quad S_1 = 1,071 S \\ S_4 &= 1,05 \quad 1,071 \quad S = \\ &1,124 S \\ S_5 &= 1,04 \quad 1,124 \quad S = \\ &1,124 S \\ S_6 &= 1,16 S \pm B \\ S_7 &= 1,20 S \pm B \\ S_8 &= 1,20 S \pm B \\ S_9 &= 1,25 S \pm B \\ S_{10} &= 1,31 S \pm B \\ S_{11} &= 1,31 S \pm B \end{aligned}$$

Затезање у карактеристичним тачкама

$$\begin{aligned}
 S_{12} &= S_{11} + [(q_k + q_t)H + (q_k + q_t + q_o)L - w] & S_{12} &= 1,31 S \pm B \\
 S_{13} &= S_{12} e^{w\alpha} & S_{13} &= 1,32 S + B \\
 S_{14} &= S_{13} + (q_k + q_t + q_o)L - wg & S_{14} &= 1,32 S + B \\
 S_{15} &= S - (S_{14} + qh - g)K^2 & S_{15} &= 1,41 S + B
 \end{aligned}$$

Претпостављена брзина терета на траци $v = 0$

Слика 6.37. Шема конфигурације транспортера и редослед прорачуна контурних напрезања

Ради спрјечавања проклизавања траке на погонском бубњу – критеријум приклизавања, између наилазне и силазне силе, може се успоставити следећи однос (6.177):

$$S_n = S_s \frac{e^{\mu\alpha} + (K_t - 1)}{K_t} \quad (6.177.)$$

Овим обрасцем успостављена је математичка законитост у односима величина S_n , S_s и K_t и поједностављен начин њиховог прорачуна уз отклоњање субјективизма при одређивању односа наилазне и силазне силе на погонском бубњу.

Рјешењем претходне двије једнакости, једноставно се одређују вриједности за S_n и S_s . Кад се одреде S_n и S_s - лако се одређује напрезање у било којој тачки контуре.

У више литературних извора, умјесто обрасца добијеног на основу прорачунавања контурних напрезања са коефицијентима А и В, узима се и прописани однос напрезања траке у тачки наилазке на погонски бубањ: $S_n < S e^{\mu\alpha}$, али у том случају није отклоњена опасност од проклизавања траке по погонском бубњу. Уз то, у једном циклусу рачунања тешко да ће се задовољити критеријум да нема проклизавања, односно да је $K_t > 1,15$.

Ради уношења вриједности за вучни фактор $e^{\mu\alpha}$ треба утврдити тип погона, односно вриједност обухватног угла α око бубња и коефицијент трења између траке и бубња μ .

При теоријском разматрању проблема прорачуна може се усвојити више вриједности за $e^{\mu\alpha}$ и да сигурност буде у дозвољеним границама. Али тада се испољава проблем снаге мотора, тежине утега и конструкције читавог постројења при примјени великих напрезања S_s . Ту се манифестује и проблем величине оптималног напрезања S_s . Ако се оно што тачније одреди или ако се то учини са S_n , онда се лако одређују остале величине егзактно повезане математичком зависношћу.

Вучна сила на погонском бубњу, поред тога што представља разлику наилазне и силазне затезне силе, представља и суму свих отпора кретању дуж контуре траке, тј. (6.178.):

$$W = W_o + W_p + W_u + W_i + W_k + W_c + W_b + W_\xi = \sum_i W_i \quad (6.178.)$$

Гдје је:

- W_o – отпор оптерећене стране,
- W_p – отпор повратне стране,
- W_u – отпор на мјесту утовара,
- W_i – отпор на мјесту истовара,
- W_k – отпори у кривинама,
- W_c – отпор на уређају у мјесту центрирања,
- W_b – отпор на бубњевима и
- W_ξ – отпор на мјесту чишћења.

Расподјељени отпори прорачунавају се према контурним вриједностима укупног коефицијента отпора за оптерећени w_o и повратни крак траке w_n по следећим формулама (6.179.) и (6.180.):

$$W_o = [L_h w_o (q_k + q_t + q_o) \pm (q_k + q_t) H] g, N, \quad (6.179.)$$

$$W_p = [L_h w_p (q_t + q_p) \pm q_t H] g, N \quad (6.180.)$$

Код оријентационог прорачуна, вриједности за w_o и w_p могу се усвојити из таблице 6.8. и 6.9. - Прилог 6. за брзине до 3 m/s. Најтачније вриједности добиће се ако се усвоје у зависности прорачунате затезне силе у траци, дужине траке и дужинског оптерећења.

Укупни коефицијент отпора кретању траке преко ваљака на оптерећеној страни је у функцији од минималне затезне силе и отпора на мјесту утовара, t_j (6.181.):

$$w_o = f (S_{min} + W_u), \quad (6.181.)$$

Па се након сабирања утврђених вриједности за S_{min} (6.182.):

$$S_{min} = (4 \div 12) g (q_k + q_t) l_o \quad (6.182.)$$

и W_u по обрасцу (6.183.):

$$W_u = W_i + W_t + W_m + W_d = \left(\frac{Q_h (v - v_0)}{3,6 g v} + L_i h_i^2 Y_n f_1 + P_{din} f_t \right) g, N \quad (6.183.)$$

На повратној страни траке $w_p = f (S_s)$ па се по прорачуној вредности за S_s , по обрасцу (6.184.):

$$S_s = S_{min} + W_p; \text{ односно } S_s = S_{min} + |W_o|; N \quad (6.184.)$$

(9-20) уз усвајање већих вриједности за коефицијент K_i код дужих транспортера.

Примјеном изложене методе прорачуна у функцији континуалних напрезања потребан је само један циклус рачунања и сви критеријуми морају бити задовољени. На основу познате наилазне затезне силе дефинитивно се бира трака која ће имати већу силу кретања од максимално захтјеване (6.185.) и (6.186.):

$$S_k = K_s S_{max} \quad (6.185.)$$

$$S_k = z B \sigma_k \quad (6.186.)$$

Вучна сила прорачунава се преко разлике наилазне и силазне затезне силе и на основу ње прорачунава снага електромотора (6.187.):

$$P = \frac{(S_n - S_s) v}{1000 \eta} = \frac{W_v}{1000 \eta}, kW \quad (6.187.)$$

Гдје је:

- η - коефицијент корисног дејства преносног механизма, односно механичке способности погона, табела 6.6.7. - Прилог 6.

По овом обрасцу се рачуна снага мотора преко суме свих отпора одређених по обрасцу за вучну силу на погонском бубњу. На основу добијеног резултата, по одабраном поступку, дефинитивно се усваја електромотор.

Поред прорачуна осталих елемената, зависних од особина траке и мотора, провјере сигурности траке на кретању, треба преконтролисати да ли затезна сила, у почетној тачки оптерећене стране транспортера, има неопходну величину, односно да ли је већа од захтјеване по обрасцу који задовољава критеријум угиба траке, t_j (6.188.):

$$S_{\min} = (4 \div 12)g(q_k + q_t)l_o \quad (6.188.)$$

6.12.2.1. Оријентациони прорачун вучне силе и снаге мотора

Вучна сила електромотора савлађује све отпоре кретању траке и терета. Сви отпори сврставају се у три групе:

- трење траке и материјала,
- подизање терета, односно користан рад и
- динамичке отпоре проузроковане инертношћу дијелова транспортера и терета.

За тачан прорачун снаге мотора и његов правилан узбор, од примарне је важности егзактно утврђивање вучне силе у траци јер је њој директно пропорционална снага мотора. Снага се прорачунава по оријентационом и детаљном прорачуну у функцији контурних напрезања или сумирањем свих врста отпора.

За оријентационе прорачуне снаге погона може се користити метода приближног одређивања вучне силе - усвајајући да се укупна снага на вратилу погонског бубња састоји од потребних снага за савлађивање отпора: на оптерећеној страни транспортера P_1 , на повратној страни P_2 и за подизање или спуштање терета P_3 , тј. (6.189.):

$$P = P_1 + P_2 \pm P_3 \quad (6.189.)$$

При транспорту терета отпори кретању траке рачунају се по формули

- на оптерећеној страни (6.190.):

$$W_o = Lw[(q_k + q_t) \cos \lambda + q_o]g + (q_k + q_t)Hg, N \quad (6.190.)$$

- на повратној страни (6.190.):

$$W_p = Lw(q_t \cos \lambda + q_p)g \mp q_t Hg, N \quad (6.190.)$$

- укупни отпор кретању траке (6.191.):

$$W_{op} = W_o + W_p = Lw[(q_k + 2q_t) \cos \lambda + q_o + q_p]g \pm q_k Hg, N \quad (6.191.)$$

При вучи терета и траке навише испред последњег члана уврштава се знак плус, а при спуштању - минус. При већем паду преко 3° постројење постаје самоходно, односно ради у кочном режиму. Ако је транспортер хоризонталан, у свим претходним обрасцима, задњи члан једнак је нули.

У функцији од ових отпора могу се одредити потребне снаге или укупна оријентациона снага по обрасцу (6.192.):

$$P = \frac{C_r W}{1000v\eta}, kW \quad (6.192.)$$

Гдје је:

- : $C_r = 1,15- 1,25$ – коефицијент резервне снаге мотора због необухваћених отпора кретању траке и терета.

У поједностављеном образцу (6.191.) гласиће (6.193.):

$$W_{op} = L_h w g [(q_k + 2q_t + q_o + q_p) \pm q_k H], N \quad (6.193.)$$

Гдје је:

- L_h – хоризонтална дужина транспортера, m,
- $q_o + q_p + q_b + 2q_t$ ~ редукована маса покретних дијелова транспортера.

Према DIN - 22 101 и нашем стандарду М. D2 050 снага на погонском бубњу, према оријентационом прорачуну, рачуна се по следећем уопштеном обрасцу (6.194.):

$$P = C_p(P_1 + P_2) \pm P_3 \quad (6.194.)$$

Односно уврштавајући вриједности из претходних образаца (6.195.):

$$P = \frac{C_p L_h w g [3,6 m_{pd} v + Q_h] \pm q_k H}{3600}, kW \quad (6.195.)$$

Гдје је: C_p - коефицијент пропорционалности за снагу електромотора чије су вредности наведене у табели 6.6.6.

Потребна снага за савлађивање отпора плужних чистача траке износи (6.196.):

$$P_\zeta = 1,6 B v n_\zeta, kW \quad (6.196.)$$

Потребна снага за салалавање отпора за центрирање траке (6.197.):

$$P_c = 0,08 L, kW \quad (6.197.)$$

Гдје је:

- B и m ,
- n_t – број чистача на транспортеру,
- L – дужина транспортера, m.

Укупна снага електромотора износиће (6.198.):

$$P_m = \frac{P + P_\zeta + P_c}{\eta} \quad (6.198.)$$

Гдје је: η - коефицијент искоришћења преносног механизма који износи 0,85 - 0,95, табела 6.67. - Прилог 6.

Уочава се да коефицијент пропорционалности за снагу C_p има нереално велике величине за транспортере краће од 80 m, те се може примјењивати само при прорачуну дужих транспортера. Ако се могу утврдити концентрисани отпори, C_p рачуна се по једнакости (6.199.):

$$C_p = 1 + W_{konc} : W_{ras} \quad (6.199.)$$

која произилази из основне поставке за прорачун сумарног отпора кретању траке и терета.

Из изложеног произилази да се оријентациона вучна сила прорачунава преко опстег коефицијента отпора кретању траке преко ваљака w и коефицијента пропорционалности за снагу C_p који надомешћује концентрисане отпоре на крајњим бубњевима и мјесту утовара. Многи произвођачи и државе уврштавају различите вредности за w , које су наведене у поглављу 6.5. а по ДИН нормативима, за нормалне радне услове, у зависности од дужине транспортера. То су средње вриједности за ваљке који лако ротирају, за повољне радне услове, добро центриране траке оптерећене 70 - 100%.

Изложена метода прорачуна има следеће битне недостатке:

- Коэффициент пропорционалности за снагу мотора C_p има велику вриједност за кратке транспортере и нагло се смањује са повећањем дужине, те код дугачких траса ни издалека реално не надокнађује све концентрисане отпоре;
- Не води рачуна о затезању траке, оптерећењу транспортера, радним условима и намјени транспортера;
- Нису детаљно разложене величине општег коефицијента w па се уврштавају исте величине за оптерећену и повратну страну траке.

Овакав начин прорачуна једва да је прихватљив за хоризонталне транспортере, најједноставније конфигурације, средње дужине и ефективности - без уређаја за утовар, претовар и чишћење, па се са обзиром на наведене недостатке готово да и не примјењује у рударству (евентуално у случајевима када се жели направити нека груба процјена улагања при анализама избора транспортних метода).

6.12.2.2. Оријентациони прорачун вучне силе и снаге мотора транспортера у функцији контурних напрезања

Дугачке транспортере сложене конфигурације трасе и са великим концентрисаним отпорима могуће је прорачунавати, исто тао по поједностављеној методи одређивања снаге погона, и то оријентационим прорачунавањем напрезања у карактеристичним тачкама. На овај начин прорачунавања се респектују бар основни критеријум сигурности. Примјеном ове методе, или методе сумирања свих отпора, омогућава се поузданији избор подобније конструкције транспортера.

Веома је распрострањен начин прорачуна транспортера преко напрезања у контурним **карактеристичним тачкама** 1 - 4 означеним на једноставној шеми трасе, слика 6.38.а и у овој методи постоје различите варијанте које дају сасвим различите резултате, понекад нереалне - нарочито кад се ради о затезним силама у тачки наилаaska S_n и тачки силаска S_s са погонског бубња.

Код ове врсте прорачуна се постављају услови:

- Транспорт терета наниже $S_s = S, > W_0$
- Транспорт/вуча навише $S_s = S, > W$

Потребно је водити рачуна и смјеру вуће односно режиму рада јер из тога проистиче различит однос сила и напрезанаја.

Да би били испуњени бар главни критеријуми сигурности, треба прорачунати минималну затезну силу у траци на оптерећеној страни транспортера, која спријечава недозвољени угиб траке између ваљака, и минималну затезну силу у тачки силаска траке са погонског бубња, која спријечава проклизавање траке по бубњу, (6.200.) и (6.201.):

$$S_s^{min} = \frac{K_t W''}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (6.200.)$$

$$S_n^{min} = \frac{K_t W''}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (6.201.)$$

Одређивање напрезања у контурним карактеристичним тачкама наставља се полазећи од силе која има већу вриједност. Мјесто дејства ових сила зависи да ли се терет диже или спушта.

Дозвољени угиби треба да су у функцији од: конструкције транспортера, дужине, намјене, континуалног оптерећења - настојећи да се отпори кретању траке и силазне силе са погонског бубња налазе у оптималним границама. Полазећи од тих критеријума, може се успоставити следећи однос између затезне силе на оптерећеној страни траке, континуалног оптерећења, растојања између ваљака и дозвољеног угиба (6.202.), (6.203.):

$$S_{min} = \frac{g(q_k + q_t)l_0}{8(0,03 + 0,0015)} \quad (6.202.)$$

$$\text{односно } S_{\min} = (4 \div 12)g(q_k + q_t)l_o \quad (6.203.)$$

Предложени дозвољени угиб у претходном обрасцу односили би се само на стационарне транспортере и конкретно би износили за:

Врло кратки транспортери	< 100 m	(0,030÷0,035) l_o
Кратки транспортери	100÷250 m	(0,025÷0,030) l_o
Средње дугачки транспортери	250÷500 m	(0,020÷0,025) l_o
Дугачки транспортери	500÷750 m	(0,018÷0,020) l_o
Врло дугачки транспортери	>750 m	(0,010÷0,015) l_o

Код нестационарних транспортера и транспортера у тешким радним оловима угиб се може повећати за 10 - 20%.

Прорачунату минималну затезну силу на оптерећеној страни треба искористити као полазну величину за даљи прорачун траке како код простих, тако и код сложених, транспортних путања. Одредивши отпоре W_o и W_p , одређује се S_s у зависности од њих и од правца вуче, слика 6.38., (6.204.):

Навише $S_s = S_{\min} + W_p, N$	Наниже $S_s = S_{\min} + W_o , N$	(6.204.)
Вучни режим	Кочни режим	
$S_{\min} = S_3$	$S_{\min} = S_2$	
$S_s = S_1$	$S_s = S_1 = S_{\min} + (W_o)$	
$S_2 = S_1 + W_p$	$S_2 = S_1 + W_o$	
$S_3 = KS_2 = KS_1 + KW_p$	$S_3 = KS_2 = KS_1 + KW_o$	
$S_n = S_4 = S_3 + W_o = KS_1 + KW_p + W_o$	$S_n = S_4 = KS_1 + KW_o + W_p$	
$S_n < S_s e^{\mu\alpha} < S_1 e^{\mu\alpha}$	$S_s < S_n e^{\mu\alpha} < S_4 e^{\mu\alpha}$	
$S_1 e^{\mu\alpha} = KS_1 + KW_p + W_o$	$S_1 / e^{\mu\alpha} = KS_1 + KW_o + W_p$	
$S_1 = \frac{KW_p + W_o}{e^{\mu\alpha} - K}$	$S'_1 = \frac{e^{\mu\alpha}(W_p + KW_o)}{1 - Ke^{\mu\alpha}}$	
$P = \frac{W_v}{102\eta}$	$P' = \frac{Wv\eta}{102}$	
$W = S_n - S_s + (K - 1)(S_n + S_s)$	$W' = S_s - S_n - (K - 1)(S_s + S_n)$	
$S_s^{\min} = \frac{K_t W''}{e^{\mu\alpha} - 1}$	$S_n^{\min} = \frac{K_t W''}{e^{\mu\alpha} - 1}$	

Савремена постројења транспортера са траком имају све веће дужине и капацитете, па се за њих мора омогућити затезна сила ради смањења отпора кретању траке. Дат је упоредни приказ прорачуна за вучни и кочни режим. Напрезања у контурним карактеристичним тачкама означена су са $S_1 - S_4$ са K - коефицијентом прираштаја отпора на бубњевима.

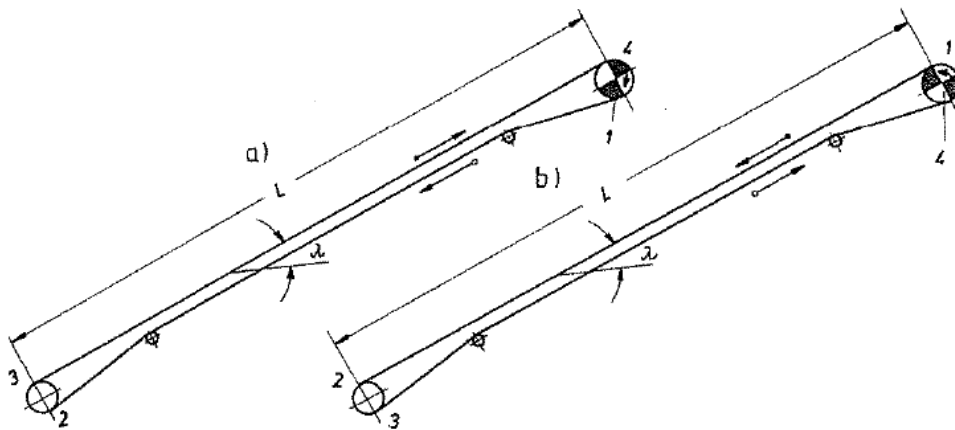
Помоћу последња два обрасца одређује се **минимална затезна сила**, код вучног режима и наилазна вучна сила код кочног режима, према критеријуму да не дође до проклизавања траке на погонском бубњу.

У претходним обрасцима $K_T > 1,2$ означава **коэффициент резерве силе трења**, μ је коэффициент трења између траке и омотача бубња, а α њен угао обављања око бубња. Вриједности вучног фактора $e^{\mu\alpha}$ дате су у табели 5.1. - Прилог 5. Минимална **вучна сила** у оба случаја износи (6.205.):

$$W = (1,1 \div 1,15)(W_o + W_p), N \quad (6.205.)$$

Ако је $W > 0$ - **режим рада мотора је вучни**, а уколико је $W < 0$ - **режим рада је кочни**, односно мотор ради као асинхрони генератор.

Пошто ни код ове варијанте нису обухваћени концентрисани отпори, може се при прорачуну расподијељених напрезања рачунати са једнаким укупним коэффициентом отпора кретању траке на оптерећеној и повратној страни. Такав приступ се може понекад примјенити код трака под нагибом, са нешто сложенијом транспортном путањом - за траке веће дужине и ефективности - али без већих концентрисаних отпора. Овај начин прорачуна чини практично допуњену варијанту обичног оријентационог прорачуна и даје нешто реалистичније податке али још увијек ово није прорачун који узима у обзир функцију контурних напрезања са обухватањем свих концентрисаних и расподијељених отпора који се одређују преко диференцијалних коэффициентата отпора за оптерећену и повратну страну траке.



Слика 6.38. Опита диспозиција транспортера праволинијске путање

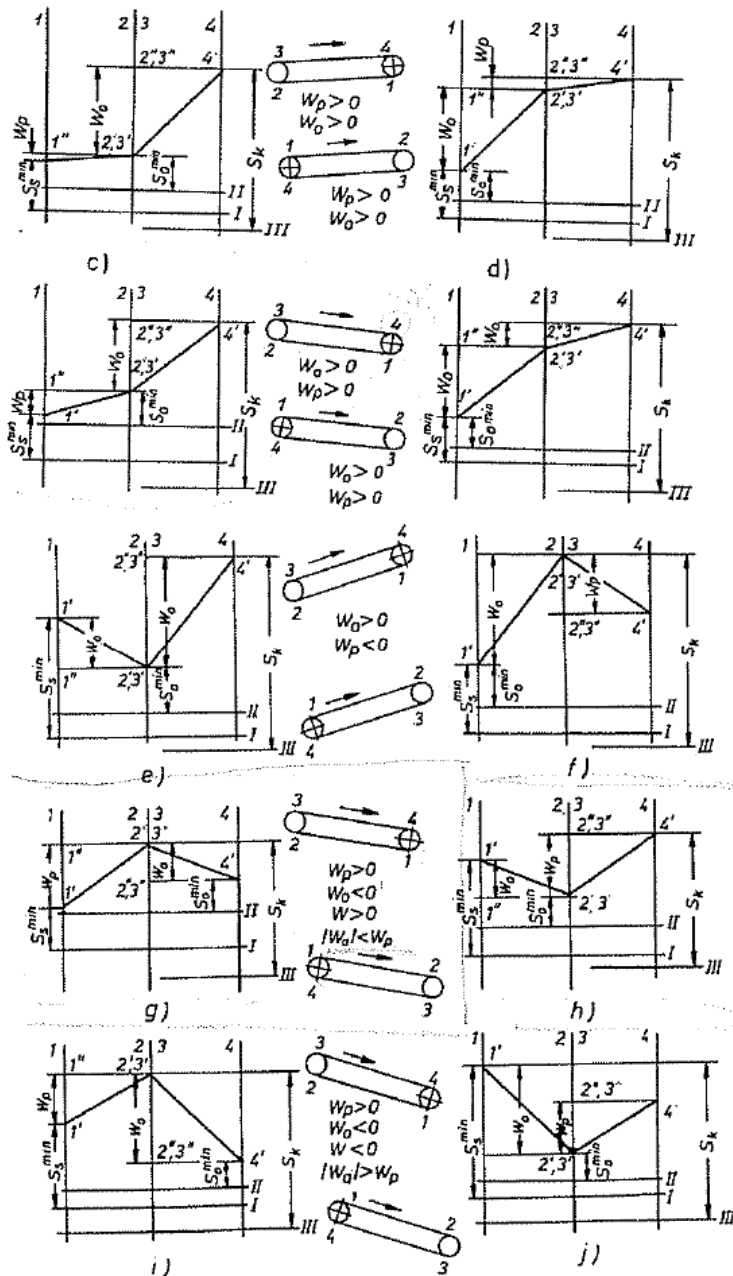
Израда дијаграма напрезања у циљу избора мјеста погона

Дијаграм напрезања графички приказује законитост промјена напрезања вучног ограна дуж трасе. Помоћу дијаграма врши се графичко одређивање напрезања у карактеристичним тачкама, провјерава чврстоћа фраке и њено минимално затезање.

На дијаграм се у одговарајућој размјери наносе: на x осу пуна дужина вучног органа, једнака збиру дужина оптерећене и повратне стране, а на y осу отпори кретању вучног органа и његова напрезања. Пошто се напрезање у свакој наредној тачки разликује од напрезања у претходној тачки, за величину отпора између те двије тачке, сва напрезања на дијаграм се наносе сукцесивно. Отпори на праволинијским дијеловима управо су пропорционални њиховој дужини. Зато је њихов представник права линија. На слици 6.39. приказује се свих 5 могућих варијанти дијаграма напрезања са различитим диспозицијама погона.

За израду дијаграма напрезања траке, у произвољно изабраној размјери, на дужини L постављају се три вертикалне праве 1, 2, 3 и 4. Затворена контура фраке подјељена је на праволинијске и криволинијске дијелове и њене контурне тачке представљене су наведеним правима. На вертикали 1 изабере се произвољна тачка 1'. Од те тачке у одабраној размјери наноси се величина отпора кретању

траке на дијелу 1-2. Ако дио 1-2 представља повратну страну, наноси се W_0 , што се представља одсечком 1'-1". Позитиван отпор' наноси се на дијаграму напрезања навише, негативан наниже. Кроз добијену тачку 1" повлачи се хоризонтална права до пресјека са вертикалом 2-3 и пресјечиште означимо са тачком 2', 3'. Од тачке 2', 3' наноси се величина отпора кретању на дијелу 3-4 (2; 3'-2"; 3"). Кроз добијену тачку 2"-3" повлачи се хоризонтална права до њеног пресјека са вертикалом 4 и пресјечна тачка обиљежи се са 4'. Тачке 1', 2-3' и 4' повезују се у линију 1', 2'-3' и 4', која карактерише закон промјене затезања траке по њеној дужини. Међутим, непостојање апсцисе онемогућава читање на дијаграму величине тих напрезања и њиховог упоређивања.



Слика 6.38. Дијаграми напрезања транспортера једноставне трасе

За избор положаја апсцисе од тачке са најмањим напрезањем на оптерећеној страни наноси се наниже S_{0min} и повлачи се хоризонтала II (оса за угиб). Од тачке 1' наноси се наниже S_{smin} и повлачи се хоризонтала I (оса клизања). За дефинитивни положај апсцисе узима се нижа од ове двије хоризонтале. На цртежу је условно приказано да се оса клизања налази испод осе за угиб. У општем случају оса клизања може бити испод или изнад осе за угиб, а да, при томе, не дође да клизања траке по бубњу и да се не прекорачи дозвољени угиб траке између ваљака.

За дефинитивно почетно напрезање усваја се веће од добијених по критеријуму проклизавања и угиба.

За провјеру траке према чврстине од тачке 4` одмјерава се наниже величина S_{kdoz} и повлачи хоризонтала III (оса чврстине). Ако се оса чврстине не налази испод усвојене дефинитивне апсцисе, трака задовољава према услову чврстине. Правилна локација погонске станице умањује напрезање траке, отпоре на погонским бубњевима и повећава сигурност од проклизавања траке, односно осигурава већу вриједност коефицијента клизања траке по бубњу. Овим се омогућава смањење силазног напрезања, а самим тим и максималног, што опет има за последицу дужи радни вијек траке или омогућава примјену траке мање чврстине, тј. јефтиније траке.

Општом и детаљном анализом могућих 5 варијанти односа напрезања W_0 и W_p - у зависности од тога да ли су та напрезања мања или већа од нуле, односно у зависности од локације погонског мотора за вучу на више или наниже, може се извести опште правило: сврсисходна локација погона је на крају дијела траке са највећим напрезањем. Битно је да локација мотора омогући што мање напрезање траке, које у ствари представља површину између апсцисе и изломљене линије напрезања. Прегледом ових могућих дијаграма уочава се да је та површина увијек мања, ако је мотор на вишој коти, код трака под нагибом, без обзира на смјер вуче и односе напрезања оптерећене и повратне стране - изузев случаја када се терет транспортује наниже, кад је $W_0 > 0$ и $W_p > 0$ - повољнија је локација на нижој коти, слика 6.38.ц и д.

Још је важнији закључак: терет својим гравитационим дејством мора притезати траку уз погонски бубањ - управо не смије се дозволити да одљепљује траку од бубња - кад је мотор на нижој коти и кад је $W_0 < 0$.

6.12.3. Основни принципи избора електромотора

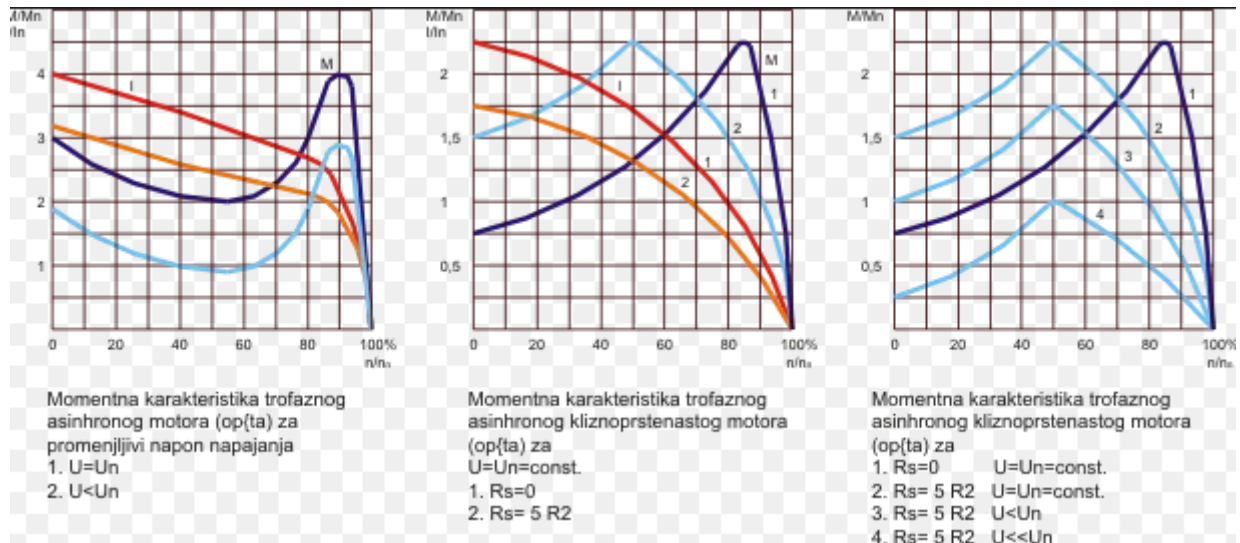
Избор електромотора зависи од великог броја фактора:

- отпора кретању траке,
- конфигурације трасе транспортера, нарочито успона и присуства вертикалних кривина,
- конструкционих својстава транспортера,
- особина система при покретању,
- потребе за једнобрзинским или вишебрзинским погоном,
- врсте електромотора, његових конструкционих и експлоатационих својстава, напона у енергетској мрежи,
- услова експлоатације,
- атмосферских услова итд.

Изабрани електромотор треба перманентно да развија номиналну (називну) снагу која је, најмање, једнака снази за погон транспортера подијеленој са ккд.. свих погонских јединица. Погон транспортера треба да остварује неопходни обртни моменат за савлађивање статичких сила и да убрза траку до експлоатационе брзине у временском интервалу предвиђеном од стране произвођача мотора.

Крива брзине у функцији од обртног момента треба да се приближава идеалној праволинијској зависности, слика 6.39. Треба водити рачуна да је моменат при убрзању већи од момента при нормалном раду, са пуном оптерећењем, од 1,5 до 2,5 пута - али се не смије дозволити да та излазна снага проузрокује недозвољено напрезање траке. Зато се мотор покреће са смањеним напоном. Обртни моменат мотора варира са квадратом предатог напона, па поузданост система напајања струјом треба узети у обзир при анализи обртног момента при убрзању. При избору мотора треба уважавати препоруке произвођача - поготову оне које се наводе за односе момента при пуном оптерећењу, убрзању и заустављању. Основни критеријум при анализи момента је да момент закоченог мотора (ротора) треба да је више од два пута већи од обртног момента транспортера за савлађивање трења и дизања терета. Потребни обртни моменат може се остварити:

- Употребом одговарајуће спојнице која ће омогућити убрзање мотора у празном ходу и оптерећивањем транспортера на првој тачки криве брзине и обртног момента,
- Употребом мотора са намотаним ротором,
- Смањењем напона у зависности од ограничења за дозвољено напрезање траке на истезање.



Slika 6.39 Momentne karakteristike pri pokretanju asinhronih motora

Обртни моменат се смањује пропорционално квадрату напона. На овај начин смањује се повлачење из мреже веће количине струје у односу на покретање под пуним напоном. Смањењем напона на прикључку мотора на 80%, код кавезастих мотора, помоћу примарног отпорника или аутотрансформатора, преко стартера - обртни моменат се смањује на 64% од његове вриједности, као што је приказано на слици 6.39. Временски уређај за пребацивање на пуни напон треба да омогући убрзавање траке све до нормалне брзине.

Вријеме покретања транспортера зависи од типа мотора и његове снаге. Креће се од неколико секунди до 15-так секунди. Код електромотора са стартерима на бази технологије полупроводника, може да износи и 30 секунди. Због великог загријавања намотаја мотора, не смију се снажни мотори, снаге преко 125 kW покретати узастопно више од два пута, и то кад се њихова температура доведе на температуру околине. Мотори које покреће наизмјенична струја могу имати уграђене детекторе који реагују на топлоту те алармирају опасност или искључују струју.

Код дугачких транспортера велике ефективности, и при отежаним условима покретања, кад кавезасти мотори не одговарају, користе се мотори са намотаним ротором.

За рад транспортера најчешће се користе затворени електромотори који се хладе уграђеним вентилаторима. За сваки тип мотора, у његовој спецификацији, наводи се максимална температура загријавања при номиналном оптерећењу. Загријавање електромотора, поред осталих фактора, зависи од температуре околног ваздуха, његове разријеђености и сл.

Транспортери треба да имају најмање двије брзине: ревизиону и нормалну. Ревизиона брзина користи се за преглед и контролу његовог рада. Већи број брзина захтјева економичнија употреба транспортера али тај проблем још увек није успјешно рјешен. Истина, постоје дво и четворобрзински кавезасти мотори константне снаге или момента. Повезивањем кавезастих мотора константне брзине са механичком трансмисијом промјенљиве брзине добија се једноставно средство за преношење промјенљиве брзине на транспортер. Промена брзине може се подесити да се контролише мануелно или аутоматски са даљине.

За подешавање брзине користе се и истосмјерни мотори који функционишу на бази промјене напона, са моторским или генераторским подручјем рада, или статичким извором струје.

6.12.4. Прорачун транспортера према америчком стандарду АСТМ

У SAD, према препоруци удружња произвођача транспортера Америке (СЕМА), ободна или ефективна, вучна сила на погонском бубњу рачуна се по формули(6.206.):

$$W_c = LC_t[W_{so} + gq_t(w \pm, -15) + gq_k(Lw' \pm H) + W_{konc}], N \quad (6.206.)$$

Гдје је:

- C_t - коефицијент корекције отпора ротирању ваљака услед температурних разлика, слика 6.40,
- W_{so} - специфични отпор кретању траке преко слога ваљака и трења између траке и ваљака, услед њиховог укошења у односу на уздужну осу транспортера, N/m;
- w - коефицијент отпора ротирању ваљака због савијања траке између ваљака и ваљања терета;
- ΣW_{konc} - сума концентрисаних отпора кретању траке преко бубњева, на месту истовара, чишћења и истовара.

Величина специфичног рада зависи од конструкционих параметара ваљака, подужног оптерећења, растојања између ваљака те се рачуна по обрасцу (6.207.):

$$W_{so} = 0,007(q_k + q_t) + \frac{a_1}{l_0}, N/m \quad (6.207.)$$

Гдје је:

- a_1 - константа у зависности од типа ваљака и њиховог пречника.

Коефицијент отпора кретању траке преко ваљака зависи од дужине транспортера, затезне силе у траци, подужног оптерећења, нагиба трасе и растојања између ваљака. Његова величина креће се од 0,016, за затезну силу једнаку или већу од 71 kN до 0,035 - за минималну затезну силу од 4,5 kN. У табели 6.68.-Прилог 6 наведене су његове просјечне вриједности за дуже и снажније транспортере.

За различите улазне податке, и оних датих у претходној табели потребно је одредити кориговану величину w на основу података из табеле 6.69. - Прилог 6. Нпр за одређену дужину транспортера L , m, успон i , %, бира се укупно подужно оптерећење q_u , kg/m и растојање између ваљака l_0 , m и дефинише коефицијент отпора кретању траке на оптерећеној страни износи w . За друго растојање слогова ваљака на оптерећеној страни коригована величина w одређује се интерполацијом на основу података из табеле 6.69. - Прилог 6.

У случају различитих величина од табеларних за q_u и l_0 поступак је да се у табели 6.68. - Прилог 6. очита податак који је најприближнији заданим величинама па се затим интерполацијом коригује. Нпр за одређену дужину L и нагиб i се добија одређено q којем одговара неко растојање l_0 . Та величина одређује и величину коефицијента отпора кретању износио w . У табели 6.69. би се тражила нова величина w испод вриједности из претходне табеле. Испод ових приближних величина за интерполацију w усвајају се полазне величине испред и иза траженог подужног оптерећења: q те интерполацијом добија тражено w .

Величина за w' из наведених табела односи се на праволинијске транспортере, константног нагиба, дужине $L = 1000$ m, затезне силе у траци S , > 71 kN, максималном стријелом угиба траке између ваљака 3% и растојањем између ваљака на повратној страни $l = 3,0$ m. При др угим радним условима коефицијент отпора одређује се на следећи начин.

Транспортер се подијели, у зависности од његове конфигурације, на више дионица дужине до 1000 m, па се за сваку дионицу помоћу табела 6.68. и 6.69. - Прилог 6. одређују оријентационе величине за w' по изложеном поступку. Пошто w зависи од величине затезне силе у траци, преко његове усвојене оријентационе вриједности, прорачуна се претпостављена просјечна затезна сила за конкретну дионицу по формули (6.208.):

$$S_{zp} = S_{zmin} + 0,5K_t[(LW_{s0} + w'Lq_t) + w'Lq_k \pm qH]g, N \quad (6.208.)$$

Гдје је:

S_{zmin} - почетна минимална затезна сила сваке дионице. За прву дионицу она је једнака минималној затезној сили на оптерећеној страни транспортера са угибом траке 3%, Уколико је ова сила мала, може се кориговати. За другу дионицу њој се додаје прираштај отпора дуж прве дионице и тако редом до последње дионице - с тим што је почетна затезна сила сваке наредне деонице једнака крајњој затезној сили претходне.

На основу почетне затезне силе S_{zp} и размака слогова ваљака на оптерећеној страни l_0 , почетна величина коригованог општег коефицијента отпора кретању траке преко ваљака, за даљи прорачун, рачуна се по обрасцу (6.209.):

$$w'_k = 0,0001a_2q + 0,01a_3 \quad (6.209.)$$

Гдје су:

- a_2 и a_3 – константе које се усвајају у зависности S_{zp} и l_0 , табела 6.70. - Прилог 6.

Затим се прорачунава за сваку дионицу почетна коригована затезна сила S_{zp} по наредној формули уврштавајући уместо w' величину w'_k . Упоредивањем S_{zp} и S_{zpk} закључује се да ли треба поновити поступак за избор неке друге претпостављене величине затезне силе у траци, односно да ли треба на основу S_{zpk} поново рачунати w'_k . Овај поступак се понавља све док се не постигне прихватљива усаглашеност напрезања у траци или док се не добије скоро иста величина за w'_k .

На основу прве кориговане просјечне затезне силе, прихваћене за реалну, наставља се даљи прорачун транспортера по дионицама, с тим да се на основу S_{zpk} претходне дионице рачуна w'_p за следећу дионицу и тако редом до краја, док се не достигне тражена затезна сила (примјер $S_{zpt} > 71$ kN), кад w'_p постаје константно, односно достигне минималну величину 0,016.

Концентрирани отпори, односно допунски - како се још називају, обухватају отпоре на бубњевима W_b , на мјесту утовара W_u , истовара W_i , и чишћења W_c ; те њихова сума износи (6.210.):

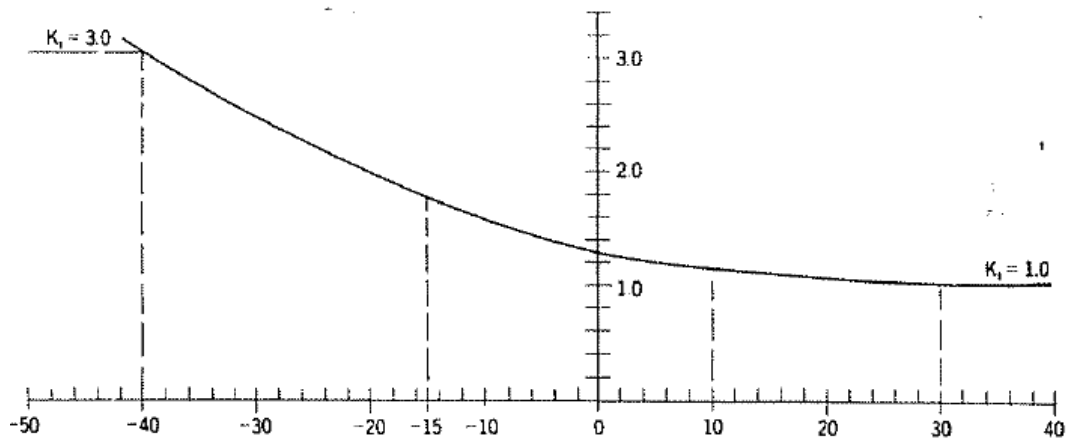
$$\sum W_{konc} = W_b + W_u + W_i + W_c \quad (6.210.)$$

При окретању бубњева треба савладати трење у њиховим легајевима и отпор савијању траке око бубња. Затезна сила у траци за савлађивање укупног отпора зависи од намене бубња и износи:

Тип бубња:	Обухватни угао, степени	Затезна сила, N:
погонски	150 ÷ 240	890
повратни	150 ÷ 240	665
усмјеравајући	150	445

На мјесту утовара или претовара, затезна сила у траци савлађује компоненту убрзања, односно инерције материјала, кад налегне на траку и отпор трења између штитника и материјала. Прорачун се обавља по изложеном поступку у Поглављу 6. Једина разлика је у томе што се код штитника обложених гумом повећава специфични отпор за 45 N по m' сваког штитника у односу на необложени штитник.

Плужни чистачи (брисачи) траке захтјевају додатну затезну силу у траци 350-520 N/m дужине брисача. Отпор ротирајућих четки за чишћење са сопственим погоном се занемарује.



Слика 6.40 Зависност коефицијента корекције отпора ваљака од температуре

6.12.5. Прорачун транспортера сложене конфигурације

Транспортери сложене конфигурације трасе, слика 6.41. са различитим нагибима и оптерећењима појединих дионица, треба да се прорачунавају на посебан детаљнији начин. У зависности од нагиба, радијуса кривина и оптерећења, транспортер се дијели на више дионица, одређених дужина и висина. Могу се посебно издвојити и места утовара и претовара. Прорачун затезних сила и отпора кретању траке, по усвојеним деоницама, обавља се парцијалним поступком.

На основу познатих елемената трасе и оптерећења лако се уочавају критичне дионице и фазе рада транспортера. Парцијалним прорачуном отпора кретању траке одређују се максималне и минималне затезне силе у критичним тачкама које не би биле уочене интегралним поступком прорачуна. Ово се нарочито односи на тјемена конвексних и конкавних кривина, као и на фазе покретања и заустављања транспортера, Допунским прорачуном затезних сила у тим тачкама омогућава се егзактнији прорачун радијуса кривина у функцији величине затезних сила. Критичне величине затезних сила не би биле тачно одређене цјеловитим поступком преко укупне висинске разлике транспорта терета.

Парцијални начин прорачуна по дионицама треба примијенити и на повратној страни транспортера да би се установило да ли транспортер ради у вучом или кочном режиму. Максимални отпор кретању траке износи (6.211.):

$$W_{max} = W_{on} + W_{o(a+1)} + W_{pn} + W_{p(a+1)} + W_{konc} \quad (6.211.)$$

Расподељени отпори на деоници n , дужине L_0 и висине H_n , при $v = \text{конст}$ рачунају се по формулама:

- На оптерећеној страни (6.212.):

$$W_{on} = L_n W_o [(q_k + q_t) \cos \lambda + q_o] g \pm (q_k + q_t) H_n g, N \quad (6.212.)$$

- На повратној страни (6.213.):

$$W_{pn} = L_n w_p g (q_t \cos \lambda + q_p) \mp q_t H_p g, N \quad (6.213.)$$

При појединачним прорачунима транспортера по деоницама може се усвојити да је $w_p < w_0$.

Концентрисани отпори треба да се прорачунају појединачно и сумирају са расподијељеним отпорима. Максимална затезна сила, у конкретној тачки, је сума свих отпора који се манифестују испред те тачке. При прорачуну критичне дионице са најмањим отпором кретању и кочном режиму, може се прихватити да је концентрисани отпор једнак нули $W_{konc} = 0$.

За прорачун краткотрајних отпора при покретању, или заустављању, неопходно је да су познате редуковане масе покретних дијелова транспортера, да би се одредио *динамички отпор* по обрасцу (6.214.):

$$W_{din} = L_n a (q_k + q_t + q_o) g, N \quad (6.214.)$$

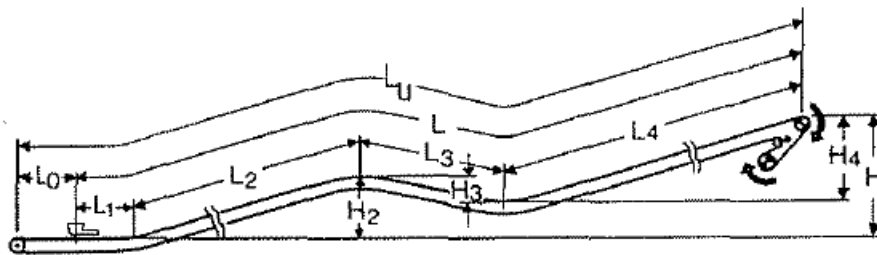
На повратној страни изоставља се q_k и уместо q_o уврштава q_n .

Економичност транспорта захтјева да се одабере трака чији каркас по чврстини одговара номиналним оперативним оптерећењима. Овај принцип не гарантује поуздан рад транспортера због великог прираштаја напрезања при његовом **покретању** или **заустављању**. У тим фазама сви покретни дијелови транспортера знатно су угроженији те значајно опада њихов номинални степен сигурности.

При убрзању, или успорењу мијења се однос наилазне и силазне силе на погонским бубњевима поготову ако је затезни уређај лоциран далеко од погона. Због инерције, трења и умањеног преноса кочне силе продужава се кретање траке и након заустављања погонског бубња. Ако се не узме у обзир дејство динамичке силе, ход затезног уређаја може да буде недовољан. Поред дужине хода овде је битна и регулација брзине хода утега - поготову ако се ради о уређајима са електричним, хидрауличким или пнеуматским командама.

Равномјерно оптерећен једноставни транспортер или празан успјешно функционисао при покретању или заустављању, али ако је сложене конфигурације и има конкавну кривину, може, због велике затезне силе при покретању, да се празна трака издигне изнад ваљак. Код конвексне кривине могу се преоптеретити ваљци и све те појаве треба, при пројектовању ситета, детаљно изанализирати.

Један од важних проблема је могућност нагомилавања материјала при његовом претовару са транспортера на транспортер, нарочито кад се то обавља са дугачког на кратки транспортер. У таквим случајевима мора се синхронизовати њихово заустављање упркос разлици у њиховим кочним силама. И при покретању и при кочењу треба водити рачуна да материјал не клизи низ траку и засипа претоварна мјеста, или се нагомилава и просипа у конкавним кривинама. При сложеној конфигурацији трасе, при кочењу, кад се терет креће навише или наниже, долази до извијања траке због различитих затезних сила у траци по дионицама. Да би се спријечиле негативне појаве, треба уграђивати уређаје за контролу заустављања траке.



Слика 6.41. Траса транспортера сложене конфигурације

6.13. ПРОРАЧУН И ИЗБОР СПОЈНИЦА И КОЧНИЦА

6.13.1. Поступак прорачуна убрзања без еластичних деформација траке

При стартовању транспортна трака се убрзава електромотором који савладава трење, инерцију и подиже терет. При транспорту терета наниже од трења и инерције одузима се сила спуштања терета. Обртна сила ротора блокираног мотора треба да је већа од сума обртних момената потребних за подизање материјала и приближно двоструког обртног момента за савлађивање укупних отпора трења на транспортеру. При томе треба водити рачуна и о нестабилности напона до којег може доћи при покретању транспортера.

Потребна сила за постизање убрзања, или успорења, директно је пропорционална маси, или тежини, материјала и делова у кретању. Пошто се трака и терет крећу праволинијски, а ваљци и бубњеви

ротирају, логично је употребити једначину линеарног кретања. Зато треба извршити конверзију физичких особина ротирајућих дијелова транспортера, односно потребно је одредити њихове редуковане масе.

Сумарна маса свих покретних дијелова транспортера и ископине одређује се по формули (6.215.):

$$\sum m = q_{rp} + q_{rb} + L(q_k + 2q_t + q_o + q_p), kg \quad (6.215.)$$

гдје је:

- q_{rp} - редукована маса дијелова погона,
- q_{rb} - редукована (или еквивалентна) маса свих бубњева, која износи око 2/3 њихове стварне тежине

Редукована маса погона обухвата редуковану масу: ротора мотора, редуктора и спојнице. Сви ови подаци узимају се из каталога произвођача транспортера јер је њихов прорачун прилично сложен. Ако недостају фабрички подаци, редукована маса погона се може рачунати по обрасцу (6.216.):

$$q_{rp} = J_{rm} \left(\frac{n_{om} \cdot 2\pi}{60v} \right)^2 k_t, kg \quad (6.216.)$$

гдје је:

- J_{rm} - момент инерције редуктора мотора,
- n_{om} - број обртаја мотора у минути,
- v - брзина траке и m/s,
- k_t - коефицијент тежине који износи

Тип погона:	Врста асинхроног мотора:	
	краткоспојни (прстенести)	с фазним ротором (кавезасти)
погон са кочницом	0,58	1,22
погон без кочнице	0,28	0,65

Ако су познати појединачни моменти инерције, по обрасцу (9-44) могу се за сваки део рачунати редуковане масе без множења са коефицијентом тежине k , и затим сабрати. Ако је познат преносни однос, и за трансформацију обрасца за q_{rp} може се користити израз (6.217.):

$$\frac{i^2}{R_b} = \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 \frac{n_{om}}{v} \quad (6.217.)$$

На основу познате масе **динамичка сила убрзања** износиче (6.218.):

$$F_a = \sum ma = m \frac{(v_1 - v_0)}{t}, \quad \text{односно} \quad F_a t = m(v_1 - v_0) \quad (6.218.)$$

Затезна чврстоћа траке проверава се по једнакости (6.219.):

$$F_a = S_{dop} - S_{zmax} = 1,8S_{kn} - S_{zmax} \quad (6.219.)$$

гдје је:

- S_{dop} - допунско напрезање траке услед убрзања при покретању које може да буде просечно 1,8 пута веће од номиналног напрезања изабране траке S_{kn} , ($S_{kn} > S_{max}$),
- S_{zmax} - максимална затезна сила у траци при нормалном раду - према којој се бира трака.

Допунско напрезање траке је номинално, краткотрајно, оперативно затезање траке при покретању или заустављању, транспортера. У тим фазама обртни момент мотора може да буде преко 2,5 пута већи од номиналне вриједности при пуном оптерећењу. Да не би прекорачили дозвољено затезање траке, да је не би ослабили, па и прекинули, генерално се препоручује да максимално напрезање траке при покретању транспортера износи 180% од њеног дозвољеног радног напрезања.

Привремено, краткотрајно, оперативно максимално затезање траке може се манифестовати и код транспортера код којих се смјењују дионице са успоном и падом у случају да су успонски дијелови оптерећени, а они у паду празни. При избору траке и осталих дијелова транспортера треба узети у обзир ове максималне величине оперативних напрезања траке.

Пошто је **вријеме убрзања** основна промјенљива, треба га одредити по обрасцу (6.220.):

$$t_p = m_u(v_1 - v_0) : F_a, s \quad (6.220.)$$

Гдје је m_u - укупна редукована маса терета и покретних дијелова транспортера без маса погона.

Вријеме убрзања траке не смије бити краће од добијеног по претходном обрасцу - ако се не жели превазићи максимално дозвољено напрезање на истезање траке при покретању транспортера, односно убрзању траке ($S_{доп}$). Да би се увјерили у поуздан рад постројења, треба прорачунати максималну затезну или ободну силу, коју развија 200% већи обртни момент (два пута већа снага мотора) у односу на момент при пуном оптерећењу и константној брзини. Прорачуната затезна сила у траци не треба да буде већа од максималне дозвољене силе ($S_{доп} \leq 1,8 S_{zm}$).

Неопходно је утврдити и **силу убрзања** у функцији снаге, пошто транспортер стартује са просјечно већим обртним моментом за 1,8 пута и могуће не његово прегријавање (6.221.):

$$F'_a = \frac{1,8P_i - P_{pr}}{v} \eta \quad (6.221.)$$

гдје је P_{pr} - прорачунска снага мотора у зависности од отпора кретању траке.

Убрзање ће износити (6.222.):

$$a = F'_a : \sum m, m/s^2 \quad (6.222.)$$

А покретање транспортера, на основу убрзања ће трајати (6.223.):

$$t_a = F'_a \sum m, \quad (6.223.)$$

Гдје је: $\sum m$ - сумарна маса свих покретних дијелова транспортера.

Ако је ово вријеме, потребно мотору да убрза транспортер до нормалне брзине, веће од времена добијеног по обрасцу $t_p = m_u(v_1-v_0)/F_a$ значи да ће транспортер сигурно стартовати без штетних посљедица.

Произвођачи електромотора препоручују колико може максимално да траје стартовање, односно преоптерећење мотора. Према препоруци СЕМЕ усваја период до 10 секунди - те при његовом прекорачењу треба консултовати произвођача да ли ће доћи до прегријавања мотора и да ли се смије при дужем трајању покретати транспортер. Европски произвођачи гарантују вријеме и до 20 s.

6.13.2. Прорачун параметара покретања транспортера у функцији еластичности траке

При покретању и заустављању транспортера (прелазне фазе рада) трака је изложена статичким и динамичким напрезањима која зависе од маса које се крећу и убрзања, односно успорења. У фази покретања, рад електромотора троши се на предају кинетичке енергије маси која се покреће, а при

кочењу на њену неутрализацију. Процес покретања састоји се из двије подфазе: трзања из мјеста и убрзавања свих покретних дијелова транспортера до достизања нормалне брзине.

При предаји траци вучног импулса од бубња, цијелом њеном дужином распростире се импулс деформације (еластични талас) са уздужним осцилацијама његовог интензитета. Експерименталним испитивањима утврђено је да су знатно мања динамичка напрезања траке и погона - ако је испуњен услов да је вријеме покретања транспортера 5 - 10 пута дуже од времена распростирања динамичког импулса, тј $t_p : t_y > 5 - 10$. Вријеме промјене напрезања траке по траси контуре транспортера треба да износи:

Да би овај услов био испуњен, убрзање се прорачунава по следећој формули (6.224.):

$$a_p = f_1 v \sqrt{(w_p \cos \lambda + \sin \lambda) : (L\varepsilon)}, m/s^2 \quad (6.224.)$$

Гдје је:

- f_1 - коефицијент, 0,4 - 0,8, мање вриједности за $L < 300$ m, веће за $L > 300$ m,
- ε - релативно издужење траке,
- λ – угао обухвата око бубња.

Препоручује се да убрзање износи 0,15 0,25 m/s^2 - што се обезбјеђује одговарајућом електро-шемом и уређајима за покретање.

При равномемо убрзаном кретању **минимално вријеме покретања** транспортера износи (6.225.):

$$t_{pmin} = v/a_p \quad (6.225.)$$

За испуњење услова $t_p : t_y > 5 - 10$ максимално затезање траке, при покретању, односно убрзања, рачуна се по обрасцу (6.226.):

$$S_{zn} = S_{sz} + W_{os} + W_{ps} + (q_k + 2q_t)L(1 + k_i)a : g \quad (6.226.)$$

Гдје је:

- S_{sz} - силазна затезна сила у траци, при напуштању бубња, која потиче од затезног уређаја,
- W_{os} и W_{ps} - статички отпори при покретању траке на оптерећеној и повратној страни – прорачунати преко w_p (коефицијента отпора кретању траке при покретању),
- k_i - коефицијент инерције обртних маса ваљака и бубњева, 0,5 0,8 мање вриједности за $L < 100$ m, а веће за $L > 100$ m

Време покретања транспортера треба прорачунати и према погонској механичкој карактеристици мотора. То трајање се добија рјешењем основне једнакости (6.227.):

$$M_{sp} = M_{st} + M_{din} \quad (6.227.)$$

$$M_{din} = M_{sp} - M_{st} = J \frac{dw}{dt} = \frac{(GD^2)_{pd}n_{on}}{375t_p g},$$

$$\frac{dw}{wt} = \frac{2\pi n_{on}}{60t_p}, \text{ угаоно убрзање}$$

$$J = \frac{(GD^2)_{pd}}{4g}, \text{ момент инерције покретних делова транспортера}$$

Па се добија (6.228.):

$$t_p = \frac{(GD^2)_{pd} n_{on} g}{375(M_{sp} - M_{st}) k_y}, s \quad (6.228.)$$

Гдје је:

- $(GD^2)_{pd}$ - замајни момент свих покретних дијелова транспортера сведених на обод бубња, kg/m^2 ;
- n_{on} - номинални број обртаја мотора, o/min ;
- M_{sp} - сумарни обртни момент електромотора при покретању транспортера, Nm ;
- M_{st} - средњи статички момент отпора при равномерној брзини сведен на вратило електромотора, Nm ;
- k_y - коефицијент који уважава издужење траке, које омогућава неравномјерно покретање маса транспортера, $k_y = 0,7 - 0,8$ за текстилне и $k_y = 0,9 - 1,0$ за ужетне траке.

Трака и терет имају праволинијско кретање, а остали покретни дијелови обртно, па треба знати њихове редуковане масе. **Замајни момент покретних дијелова** рачуна се по формули (6.229.):

$$(GD^2)_{pd} = K_{os}(GD^2)_p + \frac{365v^2\eta}{n_{on}^2} [(q_k + 2q_t)L: g + m_{pd}] \quad (6.229.)$$

Гдје је:

- K_{os} - коефицијент свођења обртних делова механизма за покретање на ротор мотора, $1,1 - 1,2$,
- $(GD^2)_p$ - замајни момент ротора електромотора (узима се из проспекта електромотора),
- m_{pd} - укупна редукована маса свих покретних дијелова горњих, доњих ваљака и свих бубњева ($\Sigma m_{gv} + \Sigma m_{dv} + \Sigma m_b$).

Статички момент бубња износи (6.230.):

$$M_{st} = \frac{WD_b n_b}{2n_{on}}, Nm \quad (6.230.)$$

$$W = S_{n1} - S_{s2}, N,$$

$$n_b = 60v: \pi D_b, o/min$$

Номинална вучна сила електромотора обезбјеђује да мотор са одговарајућим карактеристикама покреће транспортер, и рачуна се према (6.231.):

$$W_{on} = \frac{1000P_n\eta}{v}, N \quad (6.231.)$$

Да не би долазило до прекомјерног затезања траке приликом покретања, потребно је уградити електромотор и спојнице одговарајућих карактеристика у зависности од збирног отпора кретању траке:

- $P_n = P_z = W v : 1000 \eta$ - при вучном режиму и
- $N_n = N_z = W v \eta : 1000$ - при кочењу,

гдје су P_n и P_z -номинална и захтевна снага мотора.

Битан параметар сваког електромотора је коефицијент његовог преоптерећења, табела 6.71-Прилог 6, који представља однос максималног и номиналног обртног момента ($K_{pm} = M_{max} : M_{nom}$) чија величина зависи од типа мотора, потребне снаге, начина прикључења за мрежу, врсте спојнице итд.

За краткоспојне роторе који се укључују у мрежу без прикључних уређаја, момент покретања M_{sp} узима се из каталога произвођача. Код електромотора с фазним ротором, који се укључује преко

спојног прибора (роторске станице са комплетом отпорника или са тиристорским уређајима) $M_{sp} = (1,2 - 1,5) M_{st}, N m$

Ободна вучна сила електромотора при покретању, треба да је у стању да савлада збирни отпор кретању траке ΣW_i и динамичку силу (6.232.):

$$W_{op} = \sum W_i + S_{din} \quad (6.232.)$$

$$S_{din} = W_{op} - \sum W$$

$$S_{din} = a \sum W_i,$$

$$a \sum m = W_{op} - \sum W_i,$$

и добијамо убрзање (6.233.):

$$a = \frac{K_{pm} W_{op} - \sum W_i}{\sum m}, m/s^2 \quad (6.233.)$$

Код **транспортера сложене конфигурације**, са деоницама различитих нагиба и оптерећења, може се указати потреба његовог покретања при најнеповољнијем случају, кад је ћелом дужином оптерећен, кад делује максимални сумарни отпор покретању ΣW_{max} па би требала и максимална снага за његово покретање.

У том случају коефицијент резерве снаге мотора се рачуна према средњој и максималној захтијеваној снази мотора, средња ободна вучна сила преко номиналне ободне вучне силе и по DIN 22 101 максимална ободна сила има величину (6.234.):

$$W_{kobmax} = (1,3 \div 1,7) W_{on} \quad (6.234.)$$

$$W_{kob} \geq 1,2 \sum W_{max}$$

Време покретања код транспортера сложене конфигурације износиће (6.235.):

$$t_{pk} = v : a_{pk}, s \quad (6.235.)$$

Сума редукованих маса терета и свих покретних дијелова транспортера сложене конфигурације може да се рачуна по формули (6.236.):

$$\sum m = L(q_k + 2q_t) + (n_{sg} \cdot n_{vg})q_o + (n_{sd} - n_{vd})q_p + n_b q_{rb} + k_t i^2 q_{rm} \quad (6.236.)$$

Гдје су:

- $n_{sg}, n_{vg}, n_{sd}, n_{vd}$ - бројеви горњих слогова и ваљака и бројеви доњих слогова и ваљака;
- q_o, q_p, q_{rb}, q_{rm} - редуковане обртне масе горњих, доњих ваљака, бубњева и ротора мотора.

Ако су познати пречници и масе обртних дијелова и погона њихове редуковане масе одређују се на горе наведени начин.

Редуковане масе обртних делова транспортера могу се одредити преко познатих момената инерције J и њихових полупречника R на сличан начин као што је већ приказано у 6.13.2.

Убрзање при покретању транспортера ($a = v : t_p$) може се прорачунати делењем динамичке силе при покретању са укупном редукованом масом транспортера, без редукованих маса погона. При оваквом начину прорачуна усваја се да динамичка сила износи 30 - 60% од ободне вучне силе на

погонском бубњу [$F_{\text{дин}} = (0,3 - 0,6) W$]. На основу величине убрзања и нормалне брзине кретања траке одређује се трајање времена покретања. Ово вријеме треба да је краће од усвојеног и регулисаног електроуређајима.

Због еластичних својстава траке брзина при покретању постепено се повећава и при том прво убрзавају обртне тежине погона. Због прираштаја напрезања, услед дејства динамичке силе, највише се истеже трака на наилазној страни непосредно уз погонски бубањ. На силазној страни трака се олабављује због растерећења. Услед ових разлика у траци настају еластични таласи и таласастораспрострањење силе, односно настају уздужне осцилације траке различитог интензитета. Од крајњих бубњева ти се таласи одбијају и враћају према изворишту те настаје њихово дјелимично пригушивање и разлагање напона дуж транспортера. Величина амплитуда таласа брзине и сила пропорционална је моменту покретања и брзини његовог развијања. Зато је неопходно његово ограничење нарочито при старту, јер се тада манифестује максимална разлика између наилазне и силазне затезне силе и највећа опасност од проклизавања траке. Ограничење момента трзања траке, односно њеног покретања, и повећања дужине његовог трајања постиже се применом спојница различитих типова индукционих, хидрокине-тичких и других.

Употребом хидрауличких спојница, које омогућавају микропроцесорско управљање, са регулисаним пуњењем коморе уљем, постиже се: растерећено покретање мотом, бешуман рад, или покретање транспортера без подрхтавања, и регулисање обртне брзине погона. Овим се постиже регулисано константно убрзање и одржавање ревизионе брзине константном. Асинхрони краткоспојни (кавезасти) електромотори без клизних спојница проузрокују велика динамичка оптерећења траке ($a \geq 1 \text{ m/s}^2$) па продужење **времена покретања** ($t_p = v : a$) може бити узрок прегријавања мотора. Зато се провјерава да ли је то вријеме краће од дозвољеног ($t_p < t_{\text{доz}}$).

За снагу погонске јединице преко 400 kW примјењују се асинхрони прстенасти мотори са фазним ротором, који се укључују у одређеним временским интервалима или са бестепенастим покретањем. За врло велике снаге користе се мотори са тиристорским управљањем. Ограничење динамичких сила код двобубањских погона постиже се редним покретањем мотора. Да би се смањило преоптерећење електромреже, прво се покреће други бубањ који сопствену силазну затезну сила повећава на силазну затезну силу првог бубња. Први бубањ покреће се тек кад се достигне његова наилазна затезна сила. При редном покретању, временски интервали укључивања електромотора одређују се експериментално. Код транспортера са погонима лоцираним на крајевима прво се укључује погон на повратној страни. Главни, чеони, погон прикључује се мало прије пристизања таласа затезања траке у близини погона. Временска разлика укључивања погона може се одредити из брзине распрострања таласа затезања и дужине транспортера

Дакле при рјшавању избора еластичне спојнице, која служи за покретање а дијелом и за кочење, прегледом каталожских података спојнице се бира на основу стварног обртног момента (M_t) који се може рачунати према следећем обрасцу (6.237.):

$$M_t = M_n \cdot f \text{ [Nm]} \quad (6.237.)$$

Гдје је:

- $M_n = 9500 \cdot \frac{P}{n} \text{ [Nm]}$
- f – коефицијент у зависности од услова рада (подаци дати у произвођачким каталозима),
- n – број обртаја спојнице.

6.13.3. Прорачун параметара кочења у функцији својстава транспортера

Заустављање транспортера може бити принудно, кочењем, или нормално. При престанку рада мотора, трака се може сама зауставити услед трења. У зависности од профила трасе транспортера, оптерећења и начина заустављања, вријеме заустављања може бити недозвољено дуготрајно или краткотрајно

При кочном режиму и **принудном заустављању транспортера** може се десити да сав материјал склизне низ транспортер и истовари се. Тада се засипају претоварна мјеста у систему или се нагомилава материјал у конкавним превојима. Да би се спречиле негативне појаве, треба уграђивати уређаје за контролу заустављања транспортера. Трака се принудно зауставља дејством заустављача или кочница. Да би се трака зауставила, треба да је испуњен услов (6.238.):

$$E_k = \frac{\sum mv^2}{2} = W_{po} \cdot v_{pz} \cdot t_u \quad (6.238.)$$

где је:

- W_{po} - прорачунска ободна вучна сила одређена преко прорачунске снаге мотора за савлађивање отпора кретању траке,
- v_{pz} - просечна брзина заустављања траке ($v_{pz} = 0,5 (v_s - v_o)$),
- t_u - вријеме успорења, s.

Вријеме успорења дакле износи (6.239.):

$$t_u = E_k / W_{po} v_{pz} \quad (6.239.)$$

За вријеме кочења трака ће савладати следећу дужину пута и ситрсти ће се следећа колчина материјала

Пут заустављања	Количина материјала која се истресе/претовари
$L_z = v_{pz} \cdot t_u$, m,	$Q_t = L_z \cdot q_k$, kg

Ако ова количина не задовољава, треба да се регулише заустављање уградњом кочница, с тим, да успорење буде веће, или највише једнако циклусу успорења било које машине у транспортно-утоварном систему. Сила успорења је пропорционална времену, па ако је потребно да се смањи вријеме заустављања - потребна додатна кочна сила рачунаће се по обрасцу (6.240.):

$$F_{dk} = W_{po}(t_u - t_{su}): t_{su}, N \quad (6.240.)$$

Гдје је: t_{su} - смањено време успорења

Кочна сила коју ће бубањ преносити на траку, ако се кочница налази на његовом вратилу, износиће (6.241.):

$$F_{kb} = F_{dk} \frac{G_u - G_{sp}}{G_u} = p_{pk} F_{dk}, N \quad (6.241.)$$

Гдје је:

- G_u - укупна тежина свих покретних дијелова и терета на транспортеру,
- G_{sp} - тежина свих покретних делова погона,
- p_{pk} - процентуално учешће свих покретних делова и материјала - без покретних дијелова погона.

Разлика између F_{kb} и F_{dk} је **сила кочења потребна за успоравање обртања покретних дијелова погона** (ротора мотора, редуктора и спојнице) која се не преноси на траку. У условима кретања траке без рада мотора, по искључењу мотора, затезање траке се најчешће контролише утегом, који при позицији код горњег погонског бубња, треба да обезбиједи затезање траке једнако силазној затезној сили са тог бубња.

Величина кочне силе одређује гдје ће се она лоцирати. Основни је критеријум да не смије доћи до лабављења трака око горњег претоварног бубња Овај проблем се рјешава:

- постављањем кочнице на вратилу повратног бубња,
- повећањем контактне површине и трења на погонском бубњу ,
- повећањем тежине утега,
- облагањем бубња са гумом,
- уградњом усмјеравајућег бубња ради повећања обухватног угла траке око бубња или
- комбинацијом ових рјешења.

Ако повећање тежине утега захтјева скупљу траку, иако представља једно од једноставнијих рјешења, потребно је разматрати варијанте које су јефтиније и прихватљивије. При овом рјешавању битно је обезбиједити потребан однос напрезања између затегнутог и олабављеног крака траке

Дужина пута заустављања је промјенљива величина те је треба утврђивати за промјенљиве услове. Тачност прорачуна је веома зависна од уврштених величина општег коефицијента отпора кретању траке. Ако су уврштене мале вриједности, пут кочења биће дужи и обрнуто, односно добиће се мања или већа сила за успоравање (заустављање) траке. Дугачко кретање траке, после заустављања мотора, проузрокује велико просипање материјала поготово у случајевима када следећи транспортер у систему не може да прихвати исти. Зато се уграђују кочнице на свим транспортерима и контролише њихово кретање. Да не би дошло до пресипања претоварних мјеста, или просипања материјала, кретање транспортера у систему треба да је синхронизовано. Зато треба да се изуче релативна кретања за време циклуса убрзања или успорења. Дужина циклуса успорења сваког наредног транспортера треба да је већа, или највише једнака, од дужине претходног транспортера. Претходни транспортер треба да се заустави прије следећег. Сила заустављања транспортера, кочна сила, дефинисана је код:

- хоризонталних транспортера разликом силе инерције и трења;
- успонских транспортера разликом силе инерције и ефективне вучне силе, која је збир силе трења и подизања терета (6.242.):

$$F_k = \frac{m_u v}{t_z} - W_c = \frac{G_u \cdot v}{g \cdot t_z} - W_c \quad (6.242.)$$

- силазних транспортера сумом силе инерције и ефективне вучне силе, тј. (6.243.):

$$F_{ks} = \frac{m_u \cdot v}{t_z} + W_c = \frac{G_u \cdot v}{g \cdot t_z} + W_c \quad (6.243.)$$

Гдје је:

- m_u и G_u - сума свих редукованих маса и тежина покретних дијелова транспортера и материјала, без погона,
- t_z - дозвољено вријеме заустављања,

Ако је позната тежина материјала, коју са сигурношћу може прихватити следећи транспортер или бункер- Q , **сигурно вријеме заустављања** рачуна се по обрасцу (6.244.):

$$t_z = Q_t : q_k \cdot v, s. \quad (6.244.)$$

За вријеме кочења највећа затезна сила у траци S_n дјеловаће на њеној повратној страни непосредно иза погонског бубња. Ако је аутоматски затезни уређај уз погански бубањ, може се прихватити да је његова затезна сила једнака силазној затезној сили са погонског бубња, па је (6.245.):

$$S_s - S_n = F_{eb} , \quad (6.245.)$$

$$S_r = S_s - F_{eb} .$$

Уз провјеру фактора вуче (6.246.):

$$C_w = S_n \cdot F_{eb} \geq C_{wdoz} . \quad (6.246.)$$

Ако су кочнице постављене на погонским бубњевима, аутоматска затезна сила треба да омогући преношење кочне силе преко затезног уређаја. Током кочења треба одржавати минимално затезање траке на оптерећеној страни и не сме се превазићи дозвољено затезање траке. ($S_{zmax} < 1,8 S_{kn}$). Ако се покаже да треба примјенити траку веће затезне чврстине, или поново проанализирати прорачун и предвидјети мању кочну силу која би дуже дјеловала. Ако се често зауставља транспортер треба примјенити бубњеve и вратило који могу поднијети повећана напрезања током успоравања.

Ако се покаже да кочење на погонском бубњу ствара сувише мало затезање у носећем краку, или сувише мали фактор вуче, треба повећати затезање траке аутоматским повећањем затезања у затезној станици. Алтернатива кочењу на погонском бубњу је кочење на повратном на мјесту утовара. У том случају цијела кочна сила преноси се на траку.

Послије прекида довода снаге у мото и непосредно кад почне да дјелује кочница, затезна сила на повратном бубњу, са повратне стране транспортера, рачуна се по формули (6.247.):

$$S_{z2b} = S_z + W_{ktp} + W_b - \frac{\sum G \cdot v}{g \cdot t_z} , N \quad (6.247.)$$

гдје је:

- W_{ktp} - отпор- трења кретању траке са повратне стране,
- W_b - отпор ротирању бубњева.

Максимална сила у траци је (6.248.):

$$S_{z2max} = F_k + S_{z2b} < S_{zdoz} < 1,8S_{kn} \quad (6.248.)$$

На основу анализе сила и дијаграма напрезања траке при кочном режиму, треба да се одреди на којем бубњу треба да се постави кочница. Код силазних транспортера (кад раде у кочном режиму) и дугачких хоризонталних транспортера кочнице се постављају на повратним бубњевима - под условом да је затезни уређај довољно снажан да апсоибује кочну силу и да при том одржава довољно затезање траке на олабављеној страни у циљу спречавања проклизавања траке, односно задовољења вучног фактора.

Момент кочења се рачуна према (6.249.):

$$M_{kb} = F_k \cdot R_b \quad (6.249.)$$

Гдје је:

- F_k – кочна сила,
- R_b - полупречник бубња.

На основу овог резултата бира се из каталога произвођача тип кочнице.

Обртни кочни момент који развија кочница је карактеристика кочнице те треба да је већи од прорачунатог по претходном обрасцу. На основу одабране кочнице, односно кочног момента M_k рачуна се стварно вријеме заустављања транспортера по обрасцу (6.250.):

$$t'_z = \frac{\sum m \cdot v}{\frac{M_k}{R_b} + W_c} \leq t_{zdoz} , \quad (6.250.)$$

Гдје је: t_{doz} - дозвољено време заустављања одређено по обрасцу за сигурно вријеме заустављања.

Ако је ово време заустављања мање од прорачунатог по обрасцу (6.250.) и ако је апсорбована прорачунска енергија мања од оне за коју је конструисана кочница - кочница је добро одабрана јер се неће прегријавати.

6.13.4. Прорачун параметара кочења у зависности од особина траке

Кочнице код транспортера служе да:

- зауставе транспортер и спријече даље кретање терета, при спуштању терета наниже,
- спријече кретање заустављеног транспортера, при вучи навише, и
- скрате дужину кретања, при заустављању хоризонталног транспортера.

При спуштању терета момент сила на погонском вратилу бубња, који дејствују супротно од смјера кретању, износи (6.251.):

$$M_b = 0,5D_b[q_k L \sin \lambda - (q_k + 2q_t)Lw \cos \lambda], Nm. \quad (6.251.)$$

Статички момент рачуна се по обрасцу (6.252.):

$$M_{st} = M_b \eta_p : i, Nm, \quad (6.252.)$$

Гдје је:

- $\eta_p \approx 1$ - коефицијент корисног дејства преноса,
- i - преносни однос између ротора мотора и бубња

При изради транспортера усваја се дужина заустављања, односно кочења l_t , и према њој се конструкционо решавају остали параметри кочења. На основу тог податка **линијско и угаоно успорење при кочењу**, у апсолутним величинама, износиће (6.253.) и (6.254.):

$$a_u = v : t_k = v^2 : 2l_k, \quad (6.253.)$$

$$\varepsilon = \omega : t_k = v\omega : 2l_k, \quad (6.254.)$$

Гдје је: $\omega = \pi n / 30$ - угаона брзина обртних делова транспортера

Кочни момент утврђује се по обрасцу (6.255.):

$$M_k = M_{st} + M_{din} = M_{st} + S_{din} D_b : 2i \eta_p, Nm. \quad (6.255.)$$

Кочни момент треба да неутралише кинетичку енергију, савлада инерцију обртних делова, па ће на основу ове поставке, и последња три обрасца, његова дефинитивна формула гласити (6.256.):

$$M_k = M_{st} + \left[\frac{(q_k + 2q_t)LD_b}{4gi^2} + \frac{GD_r^2}{4g} + J \right] \frac{v\omega}{2l_k}, Nm, \quad (6.256.)$$

Гдје су:

- $GD_r^2 : 4g$ - момент инерције погона и
- J - момент инерције осталих делова на вратилу погона.

При усвајању дужине пута кочења треба водити рачуна, поред експлоатационих услова, и о могућности преоптерећења транспортера и максималном затезању у највишој тачки оптерећене стране (ако је утег код повратног бубња) па ће затезна сила износити (6.257.):

$$S_{max} = S_{st} + S_{din} = (q_k + q_t)L \left(\sin \lambda - w \cos \lambda + \frac{v^2}{2gl_k} \right) + \frac{G_u}{2}, N \quad (6.257.)$$

Кочна сила транспортера, на ободу погонског бубња, једнака је разлици између динамичке силе и статичких отпора кретању транспортера при нормалној брзини кретања, (6.258.):

$$F_k = a_k \cdot m_{pd} - \sum W_{on}, N \quad (6.258.)$$

Редукована маса транспортера, без погона, (6.259.):

$$m_{pd} = \sum m - ki^2 J_r: R_b^2, \text{ kg} \quad (6.259.)$$

Неопходна наилазна и силазна затезна сила у траци у тренутку кочења износи (6.260.) и (6.261.):

$$S_n = F_k \cdot C_s, N, \quad (6.260.)$$

$$S_s = S_n - F_k, N, \quad (6.261.)$$

Ако је добијена већа вриједност од дозвољене, онда је (6.262.):

$$S_s = S_{doz} \quad (6.262.)$$

$$F_k = -S_{doz} C_n$$

Гдје су: C_s и C_n – коефицијенти силазне и наилазне силе.

Нова величина успорења траке рачуна се по обрасцу (6.263.):

$$a_k = \frac{F_k + \sum W_{on}}{m_{pd}} \quad (6.263.)$$

Гдје је $\sum W_{on}$ - сума статичких отпора при нормалном кретању траке.

Вријеме кочења и пут кочења износиће (6.264.):

$$t_k = -v: a_k, \text{ s}, \quad (6.264.)$$

$$l_k = t_k v: 2, \text{ m}.$$

Примјер избора механичке кочнице са двије кочне папуче:

Кочница се бира према потребном кочном моменту, (6.265.):

$$M_k = M_t \cdot K_s \cdot n^2 [Nm] \quad (6.265.)$$

Гдје је:

- $n = 0,9$ – кеофицијент корисног дејства кочнице,
- K_s – степен сигурности са вриједношћу (1,1 - 1,2) за кочење при кинетичкој енергији дизања и спуштања терета, за косе транспортере.

Обртни момент кочнице (6.266.):

$$M_t = \frac{9550 \cdot P}{n} [daNm] \quad (6.266.)$$

Гдје је: P – снага електромотра који покреће вратило бубња.

Према кочном моменту се бирају из каталога произвођача одговарајуће кочнице са тим вриједностима.

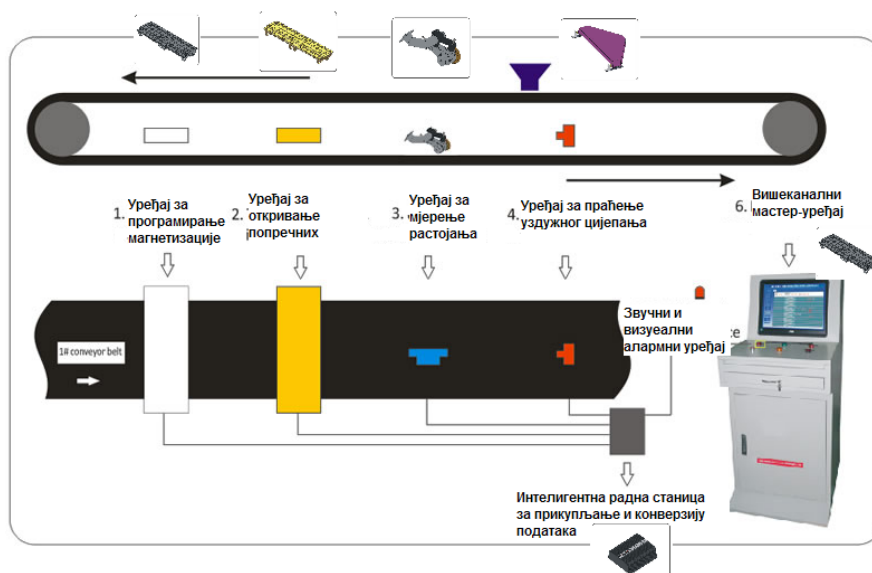
7. АУТОМАТИЗАЦИЈА И УПРАВЉАЊЕ ТРАКАСТИМ ТРАНСПОРТЕРИМА

7.1. АУТОМАТИЗАЦИЈА И КОНТРОЛА РАДА

Карактер рада и функционисања транспортера са тракама чини опрему за аутоматизацију готово обавезном опремом јер истом побољшавамо услове рада, повећавамо степен сигурности, продуктивност и економичност транспорта као и свеукупно смањење учешћа физичког рада.

Шеме аутоматизације омогућавају једноставно управљање цијелим транспортним системом, поготово код разгранатих транспортних линија, гдје се треба омогућити селективност доспијевања сигнала упозорења прије пуштања одређене линије у погон, сигнала заустављања или покретања било које линије из централног командног пулта или са места утовара транспортног система. Шема аутоматизације омогућава: звучне сигнале прије покретања; једновремено искључење свих трака којима се креће терет на заустављену траку; информисање о узроцима заустављања; заустављање система при кваровима и оштећењима: електромотора, траке, неисправности система информисања и управљања, заглави утоварног уређаја, смањењу нормалне брзине кретања, проклизавању траке на бубњевима, спадању траке са ваљака, високој температури омотача бубња и лежајева мотора итд.

У зависности од степена аутоматизације транспортера могуће развити неколико система мониторинга и управљања транспортерима а један од основних је приказан на слици 7.1.

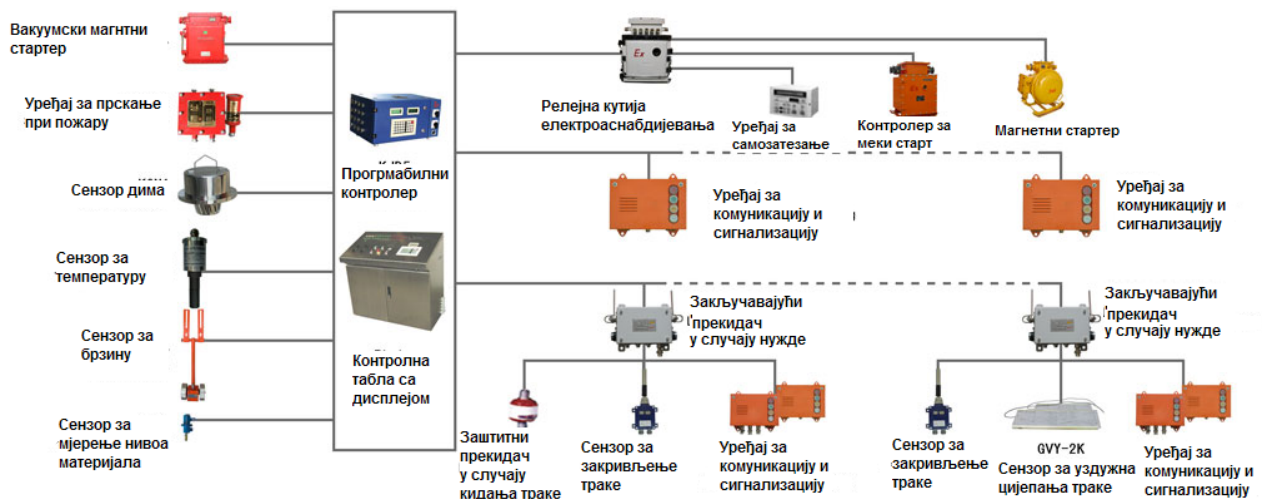


Слика 7.1. Систем мониторинга транспортера (<http://www.wmndt.cc/belt>)

Ради контроле рада транспортера уграђује се низ индикатора и мјерних инструмената као што је приказано на сликама 7.1. и 7.2. Могуће је постављати индикаторе/уређаје за детекцију магнетизације, попречног и дужног оштећења/цијепања траке, мјерења растојања/брзине, ниво терета у утоварном бункеру и траци, децентрације траке са ваљака, температуру омотача бубња и саме траке са уређајима који прикупљају и конвертују податке у главни уређај којим се добијају прерађени подаци у собама за контролу и управљање транспортним системима трака.

На слици 7.2. је приказан данашњи систем мониторинга и управљања транспортера са тракама, који имају 4 начина рада:

- централизовану контролу,
- аутоматску контролу,
- ручну контролу и
- програмску контролу.



Слика 7.2. Систем мониторинга и управљања (<http://www.cari.com.cn/CariWeb>)

Системи аутоматског мониторинга и управљања транспортерима са тракама у транспортном систему имају следеће могућности:

- функције као што су гласовно/аудио објављивање почетка рада, комуникационо повезивање са одређеним тачкама на траси транспортера дуж линије транспортера траке,
- имају опције покретања и погоне на више тачака, меки- старт и контрола баланса снаге.
- функције закључавања између тракастих транспортера и између тракастог транспортера и заустављања довода материјала и омогућава старт/стоп контролу у нормалном низу,
- оптимизоване контроле дотока материјала и храњења материјалом транспортера као и контролу појединих радилишта, складишта и транспорта,
- аутоматско подешавање затезања траке,
- посједовања вишеструких заштитних уређаја за заустављање и блокирање за хитне случајеве, клизање (превелику брзину), неусклађеност, уздужно кидање, блокада услед истрешеног материјала и пуног бункера, прекомјерно прскање/влажење материјала, појаву дим и ниских сила затезања, остваривања аутоматског заустављања, приказа локације и звучних аларма за грешку и квар,
- детекције и позивања за приказ локације неусклађености и заустављања, брзина траке, струје мотора, температуре мотора, температуре ваљка, затегнутости траке и нивоа материјала у утоварном бункеру,
- програмабилности са продужавањем тачака улаза и излаза из система, задовољавајући посебне захјеве корисника,
- остварити централизоване контроле за више тракастих транспортера,
- повезивања са системом за надгледање и контролу цијелог рудника.

7.2. УПРАВЉАЊЕ ПУШТАЊЕМ ПОГОНА ТРАНСПОРТЕРА У РАД

Аутоматизација транспорта тракама обухвата даљинско управљање, аутоматску контролу и регулацију електропогона. Даљинско управљање транспортним системима, као што је већ неведено, треба да има принципијелно следеће начине управљања;

- даљинско са блокадом,
- појединачно у погонској станици - са блокадом и
- појединачно у погонској станици без блокаде.

Систем мора да има аудио/ радио везу између командног пулта и погонских станица. Савремени транспортни системи користе интерну видео везу и информационе системе. При раду система са даљинским управљањем не смије се користити појединачно без блокаде. Сваки транспортер у систему са даљинским управљањем треба да има у погонској станици уређај за заустављање система иза њега. Код дугачких и разгранатих транспортних линија, које се састоје од више транспортера, управљање мора бити аутоматско и даљинско из командног пулта. Аутоматски се врши редовно

пуштање у рад, заустављање, као и аутоматско искључивање: при преоптерећењу и прекиду траке, при спадању траке са ваљака. Искључивање једног транспортера повлачи са собом заустављање свих транспортера који допремају материјал на њега.

Транспортери се пуштају у рад аутоматски одређеним редослиједом и исто претходи току материјала, чиме се искључује доспијевање материјала на неукључену траку. Заустављање се такође врши аутоматски након протицања да би се цијела линија ослободила од терета и пуштање вршило по редоследу при неоптерећеној траци.

После застоја услед хаварије пуштање претходи току материјала да се линија не би преоптеретила.

Заустављање цијеле транспортне линије врши се из командног центра, а било којег транспортера са сваког мјеста дуж транспортера ужета за хитно заустављање тзв- "стоп" ужета, у случају опасности, преко потезног прекидача. Треба да постоји и могућност покретања појединих секција и линија по дијеловима ради контроле и отклањања кварова. Код великих дужина транспортних линија, при пуштању постројења испред точења губи се врло много времена. Зато савремене шеме предвиђају пуштање у правцу кретања са одређеним временским задржавањем. Код даљинског управљања транспортним тракама могуће је регулисање и брзине кретања траке. Ако брзина кретања траке опадне, услед проклизавања или оштећења, испод нормалне величине, трака се аутоматски искључује.

1. Код већине погона тракастих транспортера примјењују се:
2. Кавезни асинхрони електромотори, са директним укључењем на напајање,
3. Кавезни асинхрони мотор, са пребацачем звијезда – троугао,
4. Софт стартер за меко покретање,
5. Мотори са клизним прстеновима (намотани ротор) и роторским упуштачем, и
6. Погони са хидродинамичким спојницама.

За мање тракасте транспортере са погонима до 30 – 45 kW и даље се у највећем броју случајева примјењују прве три варијанте погона. Код савремених транспортера великих капацитета, дужина и ширина траке, који имају велику инсталсану снагу (1MW по мотору), прешло се на употребу фреквентних претварача.

Код класичних погона великих снага (али мањих од 1MW по мотору) и даље се примјењује варијанте 4 и 5. Основна разлика: класични (конвенционални) погони имају константну брзину у стационарном стању, док се код погона са фреквентним претварачима она може мијењати. Неравномјерна расподјела оптерећења се јавља се код погона са више погонских бубњева због различитих пречника бубњева (послиједица хабања, прљавштине...).

Велике брзине бубњева су једнаке међусобно, и једнаке су брзини траке, али услед неједнаких пречника бубњева, долази до значајне, нежељене неједнакости брзина мотора на различитим погонским бубњевима. Као посљедица се јавља неравномјерна расподјела момената, и ту могу да се појаве три случаја:

1. Погон са моторима директно прикљученим на мрежу,
2. Погони са асинхроним моторима са намотаним роторима - Погони са асинхроним моторима са намотаним роторима - расподјела момената се ријешава тако што се у коло ротора мотора, који преузима веће оптерећење, трајно укључује одређена вриједност отпора да би се прилагодио облик, механичке карактеристике и приближно равномјерно подијелило оптерећење између мотора
3. Погони са меким покретањем - софт стартерима - ријешава се смањењем напона код мотора који преузима већи момент, ако се мотори напајају из различитих софт-стартера.

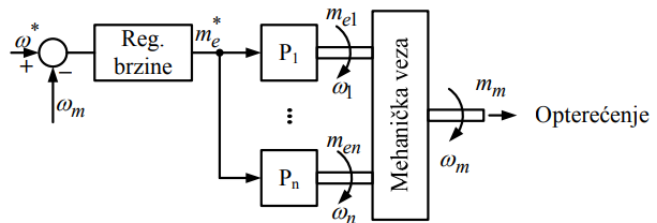
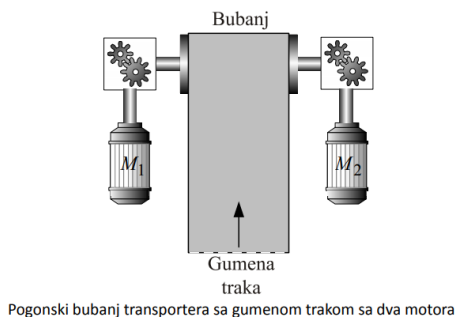
Код погона са хидрауличким спојницама проблем се ријешава различитом количином пуњења спојница уљем на погонима.

Код погона са **фреквентним претварачима** не постоји проблем неравнојерне расподеле оптерећења, јер се једноставном корекцијом учесталости могу ускладити брзине мотора, како би се добила једнака расподела оптерећења. Промјена брзине, односно учесталости обезбјеђује се кроз управљачки систем.

Класични погони за транспортере не располажу са могућношћу подешавања брзине. Савремени погон транспортера се реализује као вишемоторни регулисани погони, који обезбјеђују контролу брзине система, и равнојерну расподелу оптерећења између погона. Користе двије основне управљачке структуре:

- „master-slave“ и
- са регулатором средње брзине погона реализованим у надређеном управљачком систему

У групу апсолутно **круто механички повезаних погона** могу се сврстати и погон погонског бубња транспортера са гуменом траком великог капацитета. Битна особина, код оваквог рјешења јесте да је брзина свих мотора и покретних елемената увијек у сталном односу. При томе је потребна и довољна само једна информација - о брзини, слика 7.3.

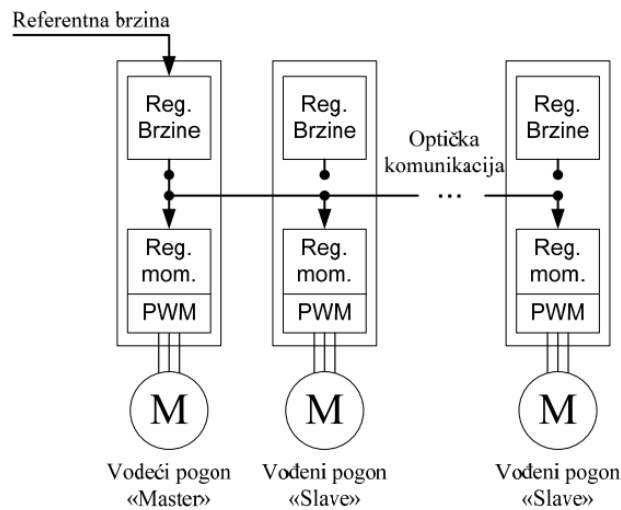


Структура управљања круто повезаних погона

Слика 7.3. Систем управљања круто-мехнаички повезаних погона

Управљачка структура „master-slave“ је погодна за примену код постројења гдје се не користе рачунарски системи за управљање (PLC) рецимо код дјелимичних реконструкција постројења. Користе се постојећи ресурси регулатора, интерни регулатори брзине и момента. Релативно је једноставна за реализацију.

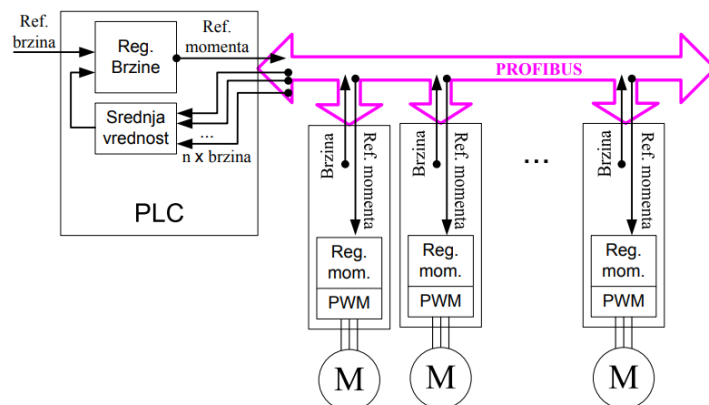
Недостаци ове управљачке структуре су да фреквентни претварачи имају различите улоге, тако да код квара на водећем претварачу морају да се мијењају параметри неког од вођених претварача, како би он преузео преузео улогу водећег. Неки од произвођача предвиђају више сетова параметара, тако да се промјеном сета параметара могу релативно брзо и једноставно промијенити улоге регулатора. Уз то не постоји могућност даљинског надзора и потпуна дијагностика стања регулатора, на основу које се може имати више информација, не само о раду погона, него и цијелог система. Код овог система покретања се не могу остварити сложеније варијанте управљања, које обезбјеђују компензацију зазора, или проклизавања, слика 7.4.



Слика 7.4. Управљачка структура „master-slave“

Управљачка структура са **регулатором средње брзине** у PLC-у и на брзину одзива, при чему сви претварачи имају исту улогу, а у случају испада једног из рада, или уколико не постоји потреба за његовим радом, једноставно се може искључити. Преко комуникације са PLC-ом обезбеђује се потпуни надзор и комплетна дијагностика над регулаторима регулаторима, а тиме и цијелим системом. У оквиру регулатора брзине, а на бази могућности PLC-а могућа је имплементација различитих логичких функција, у циљу реализације напредних управљачких структура, које обезбеђују аутоматску компензацију зазора и проклизавања. Ово последње је од посебног значаја код транспортера.

Недостатак рјешења управљања са регулатором средње брзине је неопходност коришћења програмабилног контролера (PLC-а) високих перформанси, слика 7.5.



Слика 7.5. Управљачка структура са **регулатором средње брзине** у PLC-у

Остале предности **фреквентно регулисаних погона** у односу на класичне погоне на трачним транспортерима су да поред наведене регулације брзине са равномјерном расподелом оптерећења, имају могућности регулације брзине кретања траке. При томе се код конвенционалних погона регулише углавном и остварује константна брзина у стационарном режиму рада, док код погона са фреквентном регулацијом је омогућена промјена брзине. Технолошки захтјев за промјеном брзине код конвенционалних погона рјешава се примјеном релативно сложених система. Једноставна регулација са додатном могућношћу повећања дужина трачног транспортера за исту инсталисану снагу у случају погона са фреквентном регулацијом.

Покретање тракастих транспортера је веома изражена ради напрезања свих елемената, која се још више увећавају са порастом капацитета и дужине (велике инерционе масе). Постоје:

- *Електромеханички системи покретања* - електромотор и механички уређај/склоп (механички варијатор брзине, хидродинамичка спојница, електромагнетна спојница). Брзина обртања мотора може бити битно различита од брзине погонског вратила. Подешавање брзине, момента, контрола убрзања и успорења остварује се механичким путем док се мотор увијек окреће истом брзином.
- *Електрични системи покретања* - мотор са потребном електро опремом за напајање, укључење и управљање мотором. Механички спој са редуктором - крута спојница или спојнице са сасвим малим степеном еластичности. Брзина обртања мотора увијек је једнака са брзином погонског вратила и подешава се потребама постројења.

Кочење трачних транспортера:

- Механичко кочење – о чему је било раније у уџбенику ријечи,
- Електрично кочење само код погона са фреквентним претварачима (и неке скупе варијанте софт-стартера).
 - динамичко кочење – „чопер“ и отпорници отпорници за кочење
 - рекулерација – реверзибилни исправљач у оквиру фреквентног претварача

Могућност проклизавања: код транспортера са тракама вучна сила са погонских бубњева се на траку преноси на принципу адхезије, која мора да буде већа од вучне силе, у противном трака проклизава јер брзина траке буде мања од обимне брзине бубња. Као последице се јавља затрпавање пресипних мјеста, закошења траке, запаљење траке. Системи за детекцију проклизавања (само код погона са фреквентним претварачима) раде на принципу упоређења брзине погонских бубњева са брзином једног пасивног бубња. Класична рјешења погона, као и са soft-starterима, не обезбјеђују могућност директне контроле вучне силе, односно момента мотора, и код њих није могуће примијенити описану методу контроле проклизавања.

Електрични уређаји за меко покретање и меко заустављање асинхроних клизнопрстенастих електромотора - Приликом избора начина покретања асинхроних мотора мора се водити рачуна да постоје трофазни асинхрони мотори са кавезним ротором и трофазни асинхрони мотори са клизнопрстенастим ротором. Ово је потребно знати зато што се покретање (залетне карактеристике) ове двије врсте мотора значајно разликују.

Покретање електронским софт-старт уређајем и роторским отпорницима –при покретању клизнопрстенастог мотора са електронским софт-старт уређајем неопходно је знати да примјена софт-старт уређаја за покретање код погона који захтјевају веће полазне моменте није препоручљива (дробилице, транспортне траке, дизалице).

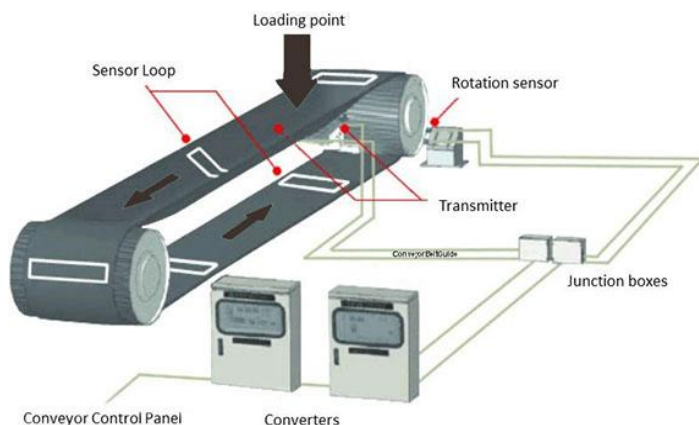
7.3. УРЕЂАЈИ ЗА АУТОМАТСКУ КОНТРОЛУ И МОНИТОРИНГ И НАЧИНИ ОСТВАРИВАЊА

Помоћу уређаја за аутоматско управљање транспортерима могуће је, како је већ наведено, остварити вишеструку контролу рада појединих секција и цијелог система, спречавати узроке сметњи и кварова и у изузетним условима извршити дјелимично или потпуно искључење комплекса. Уређаји треба да буду конструисани за тешке радне услове због временских прилика, дејства атмосферелија, великих температурних промјена, великих вибрација, динамичких дејстава итд. Сигнали од аутоматских уређаја долазе на одређена контролна мјеста, дежурне пунктове и на сигналну таблу централне контролне собе. Веза централне контроле са запосленим на линији одржава се помоћу свјетлосних и звучних сигнала: аудио или радио везама, а код великих погона и помоћу видео система. Као што је речено аутоматски се контролишу следећи важнији параметри и уређаји:

- Брзина кретања траке - ради заустављања траке при смањеној брзини услед проклизавања и за аутоматско покретање траке у зависности од брзине. Аутоматским покретањем траке знатно се смањују временски губици за покретање цијелог транспортног система. Сензорски уређаји код носећих ваљака или изнад повратне стране траке. Механички принцип контроле је израђен на принципу рада регулатора или хидрауличке центрифугалне пумпе. Електрични уређаји за контролу брзине су у првим генерацијама радили на принципу индукције напона

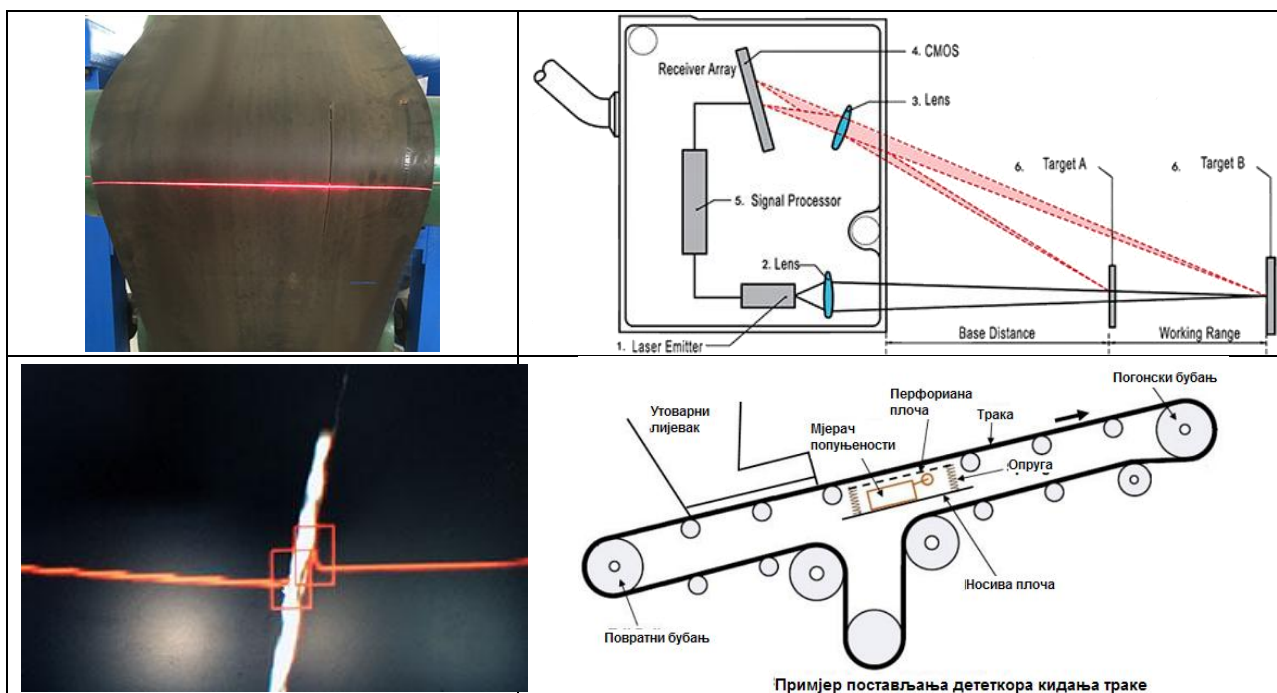
- или фреквенције електромагнетне силе, а новијих се свде на употребу фреквентних регулатора. У пракси је чест случај да траке раде са недовољним оптерећењем због осцилација капацитета утоварних средстава и због тога се настоји примијенити аутоматски регулисани погон који би обезбиједио мијењање брзине траке у зависности од капацитета откопавања, односно да трака ради са константним оптерећењем. Овим се продужава радни вијек траке, јер би се трака мање кретала, смањила би се потрошња енергије и био би повољнији однос између корисне тежине терета и сопствене тежине траке.
- Уређаји за искључивање и заустављање траке услијед препуњавања утоварних уређаја - израђени су на различитим принципима и код старијих рјешења представљају фиксирани индикатори, педале или плочице, у зидовима лијевка бункера, придржаване опругама, или противтеговима, које утискује терет, кад достигне одређени ниво у лијевку, да би активирале прекидаче ради заустављања претходног транспортера. Новија рјешења претпостављају сензорске уређаје за контролу количине терета. Постављају се у лијевку на одређеној висини, затворени у кутију са отвором, кроз који се испушта сноп који пада на пријемник постављен на супротној страни лијевка. Маса терета, кад пресјече сноп зракова, нагло смањује интензитет њиховог лучења, па се на командној табли диспечерског центра појављује сигнал. Постоје уређаји на принципу опто-електронике/ултразвука, ласера у лијевку бункера који се активира, предаје сигнал и једновремено искључује траку.
 - Контрола температуре омотача погонског бубња или траке - Погонски бубањ се загријава при проклизавању траке по омотачу и заштита се према првим генерацијама и рјешењима добијала коришћењем лакотопљивог ланца, који уз бочну страну бубња притеже еластичну котвицу. Карике ланца постављају се испод омотача бубња и провлаче између његових паока, или кроз отворе на бочним странама бубња. При загријавању омотача изнад одређене температуре карике се топе, котвица се ослобађа и активира прекидач. Степен загријаности бубња врло је важан показатељ режима рада траке. Новија рјешења претпостављају постављање сензора за промјену температуре, појаву дима, чији сигнали иду до уређаја порикупљање и конверзију и као такви шаљу у централни уређај за надзор.
 - Контрола уздужних и попречних цијепања траке – у првим рјешењима крајем прошлог вијека рјешења су постјала само за траке са каркасом од челичних ужади. Испод омотача траке, при њеној изради, уткивају се на одређеном растојању попречна влакна која спроводе струју и служе као индикатори стања траке. При расјецању ових влакана појављује се сигнал који може да искључи траку. Ова влакна треба да имају мали отпор, високу механичку чврстину и повишену еластичност да не би спријечавала деформацију траке на ваљцима и бубњевима. Свакако да ово отежава израду траке и да је поскупљује. Обичне траке најчешће се уздужно цијепају при заглављивању оштрих блокова у утоварном лијевку или случајно доспјелих страних предмета. Код новијих рјешења вулканизирају се сензорске петље вулканизирају у горњу или доњу облогу траке. Систем рада је веома једноставан. Ако страно тијело продре у појас и заглави у структури транспортера, може да поцијепа траку. Ако ту страно тијело прекине сензорску петљу, петља више не преноси сигнал - сензор пријемника не добија сигнал и искључује погон траке. Недостатак овакве опреме је што су сензорске петље осјетљиви дијелови, који могу изазвати лажни аларм. Такође, ако се преноси нпр квалитетна жељезна руда као што је магнетит, са веома јаким феромагнетним својствима, систем за откривање оштећења можда неће радити исправно. Сензорске петље до сада нису постигле радни вијек транспортне траке.
 - **Аутоматско праћење стања траке** - прва рјешења праћења стања трака са челичном ужади су била електромагнетске методе снимања. Овај систем, користећи статички електромагнетни флуks, приказује траку тродимензионално, класификује оштећења и одређује тачну локацију дуж траке. Систем региструје сва спољашња и унутрашња оштећења ужади као и њихову корозију. Електронски комутатор производи магнетно-статичко дејство стварајући два супротно полна густа магнетна поља са обје стране главе скенера. Преко уређаја за аквизицију и регистрацију сигнали доспјевају у процесор. Одређени резултати могу да се штампају у облику извјештаја, приказују на мониторима или архивирају на рачунарима (на хард диску, УСБ и др). Новији типови уређаја раде **Опто-електронско снимање се користи се за снимање стања површине траке, а ради на принципу систем камера, ласер. Ограничени резултати се постижу под прљавим условима. Трака каракас/челично уже се не може снимати. Исто тако се за ову сврху користе и уређаји за Стационарно/континуално снимање Х зрацима** односно за снимање и откривање оштећења облога и каракаса, оштећења споја

настављања, хабање/трошење траке, недовољног чишћења, откидања, страних објеката, накупљања материјала, кварова на челично, каркасу итд. Принцип рада-Трајно X-снимање покретне траке са технологијама препознавања слике. Трајно и потпуно рендгенско снимање попречног пресека. Могућност детекције било каквог квара, анализе у реалном времену, даљински приступ, аутоматско извјештавање. **Сензори за детекцију оштећења/пукотина** су најчешће у вису **индукцијских петље / завојнице** у комбинацији са екстерним предајницима и пријемницима. Петље се, како смо раније рекли, вулканизирају у горњу или доњу облогу траке. Слика 7.6. удаљеност између двије петље (висина или размак) обично се одређује множењем брзине траке са временом заустављања појаса, и то дијели са 2. Растојање обично износи између 50 и 200 метара



Слика 7.6. Приказ постављања сензорских петљи

Ласерски тип детекције оштећења ради на принципу да ласерски сноп удара у површину носача траке прије него што се рефлектује а њега снима фотоапарат. Трака се ласером континуално анализира помоћу триангулације, како би се одредила ширина и дубина откидања или оштећења траке. Софтвер генерише 3Д слику, која приказује било какво кидање које се могло десити. У случају откидања траке, транспортер ће се аутоматски искључити, слика 7.7.



Слика 7.7. Ласерски тип детекције оштећења траке

Жица испод траке је стара метода гдје жица виси испод траке. Ако странио тијело продре у траку и помјери ту жицу у смјеру кретања траке, долази до заустављања мотора. Она је изведена из жице за хитне случајеве заустављања траке која се налази дуж већине транспортних система. Страно тијело

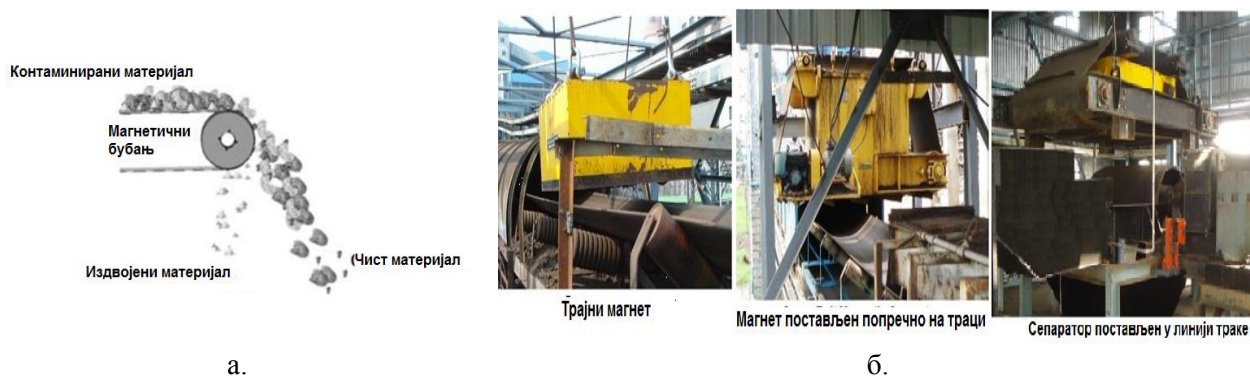
које продире мора да се појави довољно дуго да дође у контакт и помјери жицу. Ако је тијело негдје заглављено и наставља да раскида појас, што се обично дешава, систем не може да ради.

Инциденти који узрокују кварове транспортне траке се дешавају и узрокују непланиране застоје транспортера али често могу бити и катастрофални и врло скупи, па их свакако треба избјегавати. Дobar **мониторинг транспортера** у раду је обавезни и препоручено. У склопу мониторинга се још, осим горе наведеног, могу спроводити:

- **Визуелни преглед/инспекција** - Служи за уочавање оштећења траке која могу оштетити каракас, откривају откривају челичне жице које стрше. Принципијелно добро обучен руковалац визуелно прегледâ рад транспортера и његову брзину. Транспортери раде на малим брзинама али је ипак тешко уочити оштећења траке без пажљивог прегледа,
- **Употреба преносне камере са X зрацима** - Користи се за откривање оштећења тијела траке, ради на принципу рентгенског снимања. Има изврсну резолуцију али покрива мале површине при снимању и погодна за провјеру на лицу мјеста,
- **Употреба система предајник-пријемник** - Користи се за откривање оштећења облога и каракаса/челичних ужади. Зона слабења се лоцира смањењем електричног поља помоћу електрично проводљивих материјала (челичне жице). Могу се открити мале пукотине. Нема праћења у реалном времену,
- **Мјерење поља цурења/пропуштања** - Мјерење поља цурења/пропуштања и користи се за брзине до 6 m/s. Нису дозвољене вибрације појаса. Квалитет анализе зависи од софтвера и личног искуства. Користи се откривање наглих промјена пресека језгра/челичне жице,
- **Магнетна отпорност** - Користи се контролу транспортера са челичним језгром одмах након производње или у одређеним временским интервалима у току рада. Челичне жице су индуктивно магнетизирани (прије тога се морају демагнетизовати). Компликована анализа и још увијек субјективна и нејасна интерпретација,
- **Превентивно одржавање** - Потребно за превентивним одржавањем транспортера са тракама кроз правовремену инспекцију, праћење стања и тестирање настају у циљу продужавања животног вијека опреме и проводи се кроз подмазивање, чишћење, подешавање и мање замјене компоненти као што су замјене дијелова траке, филтера, и др. Избјегавање преурањених кварова смањује хитне поправке и могуће је реалније планирати друге послове на одржавању јер се недостаци у опреми проналазе много прије самог квара, стварајући могућности за планирање рада. Пошто планирани радови на одржавању бивају продуктивнији, пажљивије одрађени од стране особља за одржавање, безбједнији и самим тим квалитетнији. Квалитетнији рад повећава вријеме потребно за понављање посла. Као резултат, компоненте ће имати дужи радни вијек и додатне уштеде ће се остварити смањењем потрошње материјала.

Магнетни сепаратори/детектори метала - Ломљиви метални предмети свих врста као што су зуби утоварних јединица, челичне плоче која су пале са облога претоварних лијевака могу створити проблем у раду трака. Посљедице су оштећења траке. Магнетизирани погонски бубњеви, које задржавају такве комаде жељеза код тачке истошара материјала, и испуштају на посебну хрпу су један од начина заштите од оваквих појава, слика 7.8 а. Други систем користи магнет који виси изнад траке како би привукао жељезне комаде из материјала. Постоје два начина конструкције магнетних сепаратора - употреба трајних магнета и употреба електро-магнета. Сепаратори који користе трајне магнете обично су знатно јефтинији по почетној цијени, мањој тежини, мањим димензијама и немају оперативне трошкове, јер магнет не захтјева електрично повезивање за напајање магнета. Магнетни сепаратори на електрични погон обично су снажнији, производе јаче и дубље продируће магнетно поље. То им омогућава рад код више натоварених трака и већих брзина траке.

Поред наведеног на транспортеру је могуће спроводити друге мјере и уграђивати опрему за мониторинг и управљање транспортерима са тракама.



а. б.
Слика 7.7. Магнетни сепаратори: а-магнетизовани бубањ; б- магнетни сепаратори

Заштита од преоптерећења траке - Систем транспортера траке је заштићен од преоптерећења преоптерећењем мотора електромоторних мотора. Струја мотора се може користити као индикација преоптерећења. Прекидачи за мјерење оптерећења појаса се користе у одређеној тачки. Комплексни транспортери су понекад заштићени од преоптерећења вагама за мјерење оптерећења траке у тачки.

Системи за откривање и спречавање пожара - ваљци као носачи транспортних трака се понекад могу заглавити или блокирати због недостатка подмазивања, накупљања материјала или механичког квара. Када блокирају, лежајеви се могу прегријати до тачке гдје могу да запале запаљиве материјале које се накупљају око ваљка. Слично томе, трење проклизавања траке може довести до прегријавања и пожара. Ови пожари се онда могу брзо проширити на запаљиви материјал на траци или на самој траци.

Видео надзор - Видео камере се могу инсталирати за посматрање тачака на којима може највјероватније доћи до оштећења и тако вршити надзор у централној контролној соби. Оператер стационаран у контролној соби може да посматра мониторе, посматрајући рад и уочавајући опасне или штетне услове и ситуације.

7.4. КОМПЈУТЕРСКА КОНТРОЛА И МЈЕРЕЊЕ КАПАЦИТЕТА

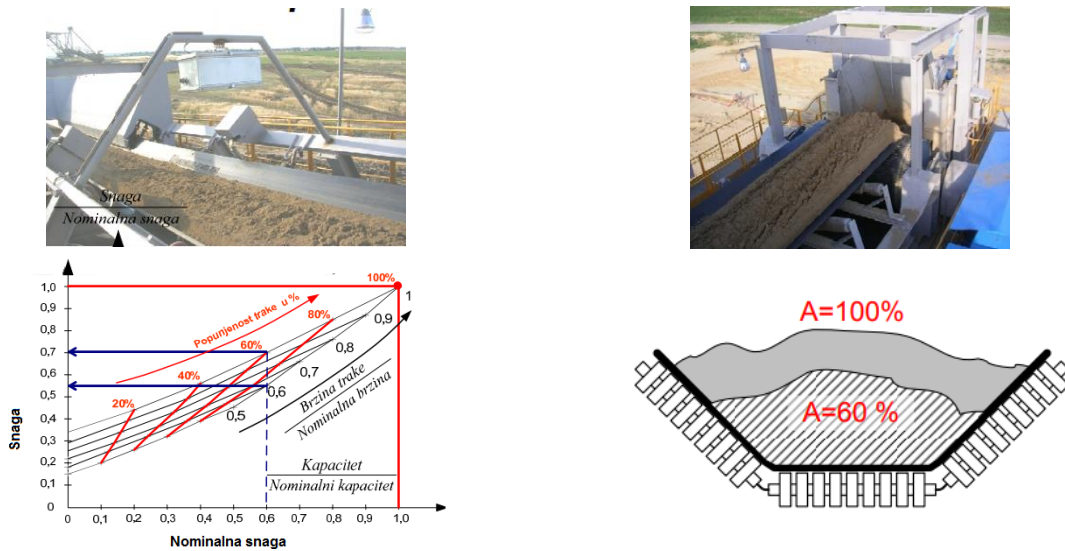
Савремени електронски и електрични уређаји омогућавају даљинску контролу, праћење, управљање, оптимизацију и регистрацију рада транспортних система. Пораст примјене савремене технологије омогућила је бржу и у времену реалнију контролу и управљање (умјесто почетних уређаја релејам транзистора и др). Компјутери надзру, управљају системом и оптимизују у његов рад на основу перманентног процесирања података, праћења експлоатације и одржавања. Од њега се преносе инструкције програмираном контролору и мини компјутерима. Компјутери и мултиплексни систем - систем који преноси многоструки број информација, омогућавају контролу и управљање системом. Овај систем прима много сигнала и трансмитује их преко коаксијалног кабла или пара уплетених жица, до удаљене локације, одакле се разводе до одређених мјеста. Овај систем обухвата и склопове за брзо дијагностицирање хаварија. Раде се као системи који преносе инструкције само у једном правцу или као дуплекс системи за симултану трансакцију у оба смјера. Могу се израђивати као "самостални" или "компактни" сигнални системи т. з. - "одашиљачи-пријемници", као јефтинији и као централни мултиплекс систем - који су економичнији за велике разгранате транспортне системе. При избору сигналног система нарочита пажња се поклања одабирању кода или начина трансмитовања, који гарантује поузданост поруке, односно сигурност да ће подаци доспети на одредиште. Компјутерска контрола и мултиплексирање омогућавају инжењеру, који контролише рад система, да регулише рад система и штеди енергију на тај начин што искључује из рада поједине секције система уколико се не предвиђа њихов рад или не испуњавају пројектоване показатеље. На овај начин се могу остварити велике уштеде у потрошњи енергије. Зато се све више користе компјутери за контролу и даљинско управљање радом транспортних система, за директну и сталну контролу одвијања операција, процесирање података, пружање информација за руковање системом и оптимизацију његовог рада, слика 7.8.



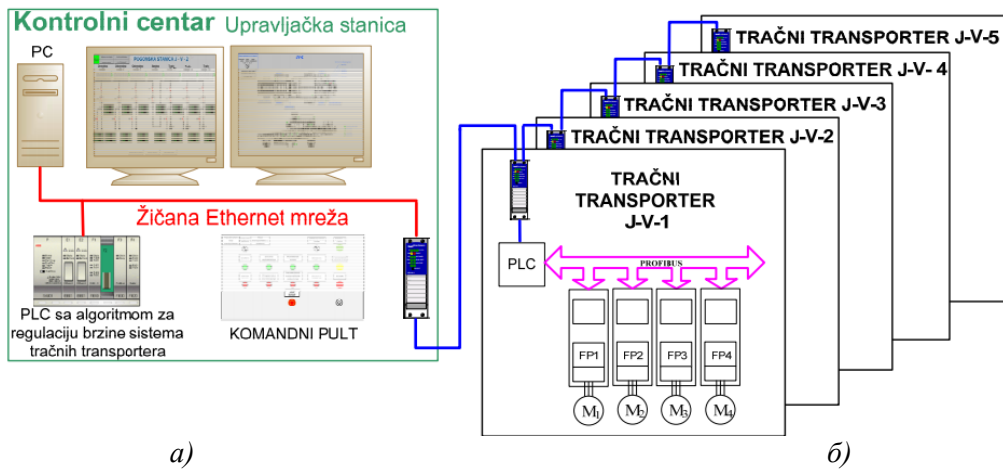
Слика 7.8. Приказ диспечерског центра система транспорта

7.4.1. Димензионисање елемената транспортера

Врши се са погонима са фреквентним претварачима, чиме се могу димензионисати на мању прекидну чврстоћу траке, мање редукторе, мање бубњеве, а самим тим и носећу конструкцију. На сликама 7.9. и 7.10, се приказује примјер система за мониторинг и управљање системом транспортера.



Слика 7.9. Контрола капацитета



Слика 7.10: а) Принцијелна шема контроле попуњености профила траке; б) Блок дијаграм управљачке структуре реализоване на површинском копу „Дрмн”

7.4.2. Сврхисходност мјерења протока материјала и фактори за избор метода и поступка

Утврђивање количине превезене корисне сировине и јаловине у сваком руднику је основни технички параметар на основу којег се прорачунава продуктивност и економичност и оцјењује свеукупна ефикасност експлоатације лежишта. Основни циљ мјерења количине ископине је установљавање учинка у дијелу рудника, или цијелог рудника, за одређени временски интервал ради:

- утврђивања ефикасности откопавања багера,
- омогућавања ефикасног управљања технолошким процесима експлоатације лежишта на основу тренутних и претходних вриједности, утврђивања продуктивности у одређеним временским фазама на конкретним радним мјестима,
- обрачунавања личних доходака на основу остварених резултата, анализа успјешности рада и предузимање мјера за већи радни ефекат, праћења остваривања плана експлоатације,
- упоређивање мјерених података рудника са подацима потрошача или дистрибутера,
- компарације добијених резултата уређајима за мјерење итд.

Обим експлоатације, врста и особине сировине од примарног су значаја за избор мјерног уређаја јер одређују услове употребе и могућност набавке опреме и свих пратећих уређаја. Велики сатни капацитет захтјева примјену врло ефикасних транспортно-откопних рударских машинских комплекса и аутоматско управљање. Врло значајан фактор за примјену протокомјера откопаног материјала је могућност њиховог коришћења као средстава информације за управљање откопно-транспортним машинским комплексима и свим осталим пратећим уређајима. Ове машине су међусобно спрегнуте и функционално зависне, па њихови капацитети морају бити усаглашени и рад синхронизован. На избор методе и поступка мјерења протока количине ископине (минералне сировине, или јаловине, или угља) на транспортерима са траком утиче више фактора као што су:

- сврха мјерења и тражени степен тачности;
- техничке карактеристике мјерних уређаја, нарочито степен прецизности и поузданости рада;
- набавна цијена уређаја за мјерење, њихова регулација и одржавање;
- обим експлоатације, врста, цијена и карактеристике сировине;
- степен механизованости и аутоматизованости технолошких процеса;
- конструкционе и техничко-експлоатационе особине транспортера итд.

Наведени фактори условили су конструкцију и примјену различитих мјерних уређаја, односно протокомјера, који су у стању да мјере и региструју основне јединице. Зато су настала два типа уређаја који се постављају на транспортерима за:

- мјерење тежине путем вага и
- мјерење запремине.

Пошто се транспортери димензионишу на основу капацитета багера, елемената путање, особина материјала итд. наведена одступања у тачности мјерења количина могу имати врло штетне последице по рад транспортног система које се манифестује на следеће начине:

- недовољно искоришћење откопно-транспортних капацитета при нетачној регистрацији већих количина терета од реалних и
- преоптерећење транспортног система при приказивању нижих резултата од стварних - што може имати за последицу велико просипање терета, преоптерећење транспортера, проклизавање па и кидање транспортне траке.

Техничке карактеристике протокомјера терета: степен прецизности, сигурности и поузданост у раду и њихов радни вијек зависе од њихове намјене, реномеа произвођача, принципа рада, радних услова, квалитета одржавања и регулације.

7.4.3. Поступци мјерења примјеном тежинских протокомјера

Тежинским протокомјерима мјери се подужно, линијско, оптерећење. Мерење се остварује с уређајима за мерење вертикалне силе која потиче од транспортованог материјала и траке. Постоји више типова тежинских протокомјера, односно вага али се сви могу сврстати у три групе: електронске, радиометријске и динамометарске (механичке).

Тежински мјерни уређаји, ваге, одавно су у употреби, па су знатно прецизнији и усавршенији. Грешка при мјерењу, код најтачнијих које се баждаре, изражава се у промилима и налази се испод пола процента.

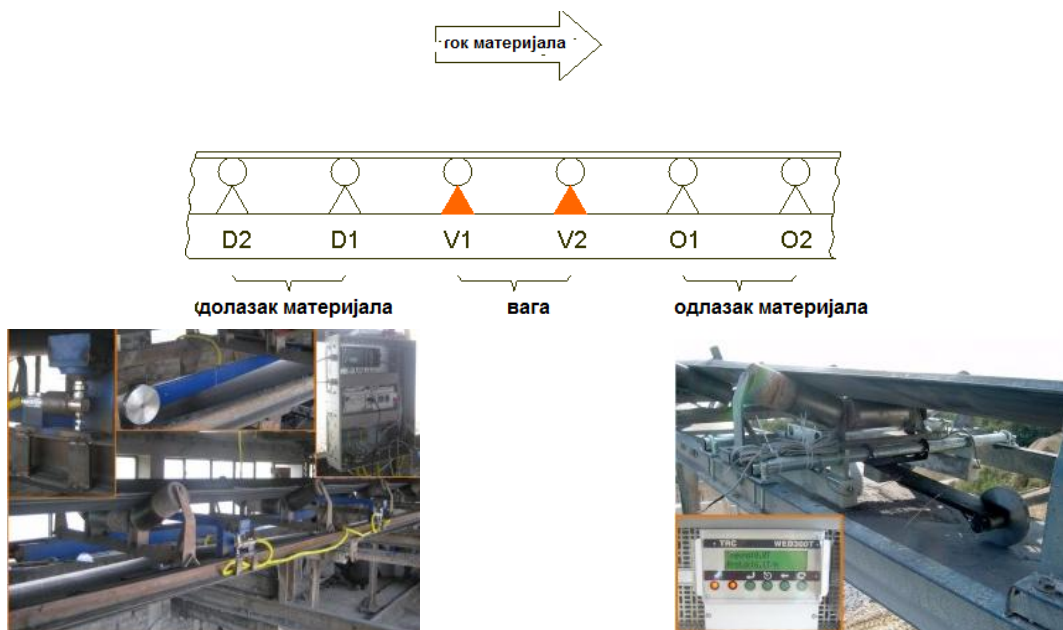
Аутоматске ваге постављене испод траке - према принципу мјерења количине терета постоје два типа електронских аутоматских вага:

- континуалне ваге идентификују подужно оптерећење у сваком тренутку и
- ваге за мјерење оптерећења у краткотрајним временским интервалима, једнаким количнику дужине мјерне платформе и брзине кретања траке.

Електронски уређаји - новији типови електронских уређаја за мјерење подужних оптерећења раде на принципу тренутне регистрације масе терета да би затим интегрално израчунавали тежину терета по јединици дужине у јединици времена. Електронски уређаји имају исте ослоне елементе за пријем силе притиска оптерећене или неоптерећене траке, а претварачи оптерећења у електрични сигнал могу бити индуктивни и тензометријски. Мјерење се остварује на тај начин да ослони ваљци примају притисак који преносе на ослоне елементе уређаја у којима настају напрезања и еластичне деформације. Величина напрезања или еластичних деформација фиксира се једним од наведених врста претварача оптерећења, те се у претварачким елементима величина помјерања претвара у електричну величину.

Динамометарски уређаји - дејство тежине код динамометарских вага претвара се у притисак на динамометре. Висећи ваљци (гирланде) објешени су на крајевима о носећу конструкцију. Ради мјерења подужног оптерећења, два слога висећих ваљака замијењени су са два слога мјерних ваљака, који региструју тежину и помоћу опреме за претварање, преносе силе на мјерне дозе за притисак. Постоје два типа ових уређаја:

- мерни висећи ваљци,
- висеће ваге са дуплим полугама.



Слика 7.11 Вага на тракасти транспортерима: а) са полугма, б) са висећим ваљцима

Најбитнији недостатак мјерних уређаја са висећим ваљцима је преношење дејства тежине на сусједне слоге ваљака, што има за посљедицу нелинеарну грешку при мјерењу због параболичног савијања трака између ваљака. Битан је и утицај неравномјерног оптерећења ваљака. Промјена оптерећења на једном мјерном висећем ваљку не манифестује се у истој величини на други. Све ове грешке не могу се компензовати формирањем средње вриједности са два мјерна мјеста. Због тога се не дозвољава да мјерни висећи ваљци буду спуштени испод нивоа на којем не могу да прихватају оптерећење. Два слога мјерних ваљака се поставља ради постизања веће сигурности и поузданост у раду те да би се добили реалнији резултати мјерења користећи обе измјерене вриједности, и употреба барем једног мјерног уређаја при изненадном квару другог мјерног слога.

Конструкција мјерног уређаја са двије полуге омогућава знатно већу прецизност мјерења, добијање поузданијих података за управљање системом, битно смањење трошкова одржавања, контроле и баждарења јер се обављају у вишемјесечним размацима по поједностављенијим поступцима. На почетку и крају уређаја налази се кратки крак полуга, а у средини дужи крак, који преузима оптерећење од сусједних слогова ваљака. На тачност мјерења, код ових уређаја, само незнатно утиче спуштање висећих ваљака због положаја и распореда полуга. Тачност ваге на транспортерима много зависи од начина на који је уграђена. Неправилном уградњом се могу добити веома лоши подаци. Грешке могу бити и до 20%. Међутим ако се поведе рачуна и испоштују захтјеви за уградњом, може се остварити тачност испод 1% (типично +/-0,5% за једносложне ваге или +/-0,25% за вишесложне).

7.4.4. Протокомјери запремине

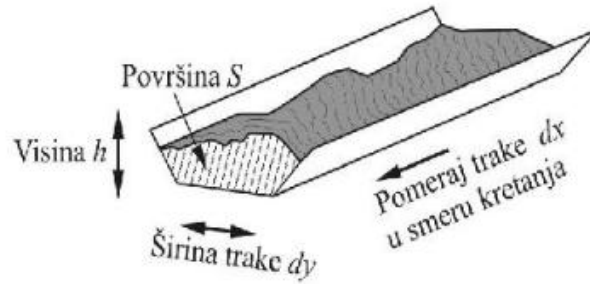
Уређаји за мјерење запремине - запремински протокомјери су новијег датума, па још увијек нису довољно усавршени за стално и тачно мјерење. Њихов степен тачности далеко је испод прецизности тежинских вага те може одступати $\pm 5\%$ па чак и $\pm 20\%$. Протокомјери запремине су уређаји који на основу снимљене површине попречног профила материјала на транспортеру и константне брзине траке одређују и региструју запреминску ефективност транспортера. Овде је главни проблем егзактно утврђивање случајне и варијабилне величине попречног пресека ископине на транспортеру да би се множењем са константном брзином кретања траке добио што тачнији запремински капацитет. Текући попречни пресјек читава се примјеном ласерских или електрозвучних протокомјера. У савременој рударској пракси актуелна су два поступка за одређивање површине попречног пресека терета на транспортеру:

- снимање попречног профила насутог материјала помоћу ласерских протокомјера и
- снимање висине материјала у једној или више тачака употребом ултразвучних мјерних уређаја.

Проблеми мјерења протока масе и запремине јављају се у многим гранама индустрије. Материјали, чији се проток мјери могу бити комадасти или сипки, у чврстом или течном стању. У области транспортовања расутих материјала на површинским коповима до великих потрошача, мјерење масе такође представља специфичан проблем коме је потребно посветити одговарајућу пажњу. Дистрибуција материјала на различита одредишта најчешће се обавља помоћу покретних, непрекидних транспортних трака.

Величине које одређују мјерење запремине материјала - Запремина материјала на траци у покрету, може се описати низом једноставних израза, у којима фигуришу величине, представљене на слици 7.12. Нека S представља површину попречног пресека материјала на транспортној траци, а dx корак помјерања транспортне траке у бесконачно малом интервалу времена, запремина материјала V на дужини траке x дата је изразом (7.1.):

$$V = \int_0^x S dx \quad (7.1.)$$



Слика 7.12: Величине које се користе у израчунавању запремине материјала на транспортној траци

Површина S одређена је елементарном ширином траке dy и висином h материјала на њој (7.2.):

$$S = \int_0^y h dy \quad (7.2.)$$

Уношењем израза за површину у израз којим се одређује запремина мјереног материјала, добија се (7.3.):

$$V = \int_0^x \int_0^y h dx dy \quad (7.3.)$$

односно, запремина се одређује интегралњем висине h дуж бесконачно малих растојања dx и dy . За разлику од математичког модела, у пракси се уместо интегралнења врши сумирање дуж коначних елемената дужине ових координата. Нека је ширина траке подељена на N једнаких делова ширине Δy и нека су висине ових појединих дијелова означене са h_i , површина попречног пресека материјала S једнака је (7.4.):

$$S = \sum_{i=1}^N \frac{h_i + h_{i+1}}{2} \Delta y \quad (7.4.)$$

Како је растојање Δx одређено брзином траке v и временским интервалом t_s , односно $\Delta x = v \cdot t_s$, добија се израз за запремину материјала (7.5.):

$$V = \sum_{i=1}^N \frac{h_i + h_{i+1}}{2} \Delta y \cdot t_s \quad (7.5.)$$

Из последње једначине може се закључити да је запремина материјала, која протекне у временском интервалу t_s , одређена брзином помјерања транспортне траке, висином материјала на транспортној траци и ширином транспортне траке. Грешка мјерења запремине материјала ΔV одређена је величином грешака ових параметара, (7.6.):

$$\Delta V = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial h}\right)^2 \Delta h^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y}\right)^2 \Delta y^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial v}\right)^2 \Delta v^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial t_s}\right)^2 \Delta t_s^2} \quad (7.6.)$$

Грешка мјерења запремине одређена је и дефинисаном величином елемената Δx и Δy . Уколико се висина материјала на траци мијења брзо дуж правца кретања или ширине траке, да би се ограничила грешка одређивања запремине, величине растојања Δx и/или Δy бирају се тако да буду што мање. Ако се претпостави да је величина ΔV у највећој мјери одређена грешком одређивања висине Δh , тачност одређивања величине h мора одговарати жељеној тачности одређивања протока запремине. Тачност мјерења запреминских протокомјера, међутим, у великој мјери зависи и од запуњености

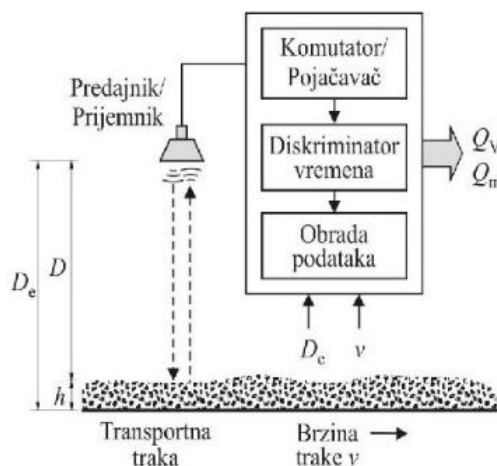
профила транспортне траке материјалом, као и од особина материјала и транспортног система. Запремински часовни проток може се представити изразом (7.7.):

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{V}{t_s}, [m^3/h] \quad (7.7.)$$

Масени проток Q_m и запремински часовни проток Q_v , за познату насипну запреминску густину материјала $\rho_m [kg/m^3]$, повезани су изразом (7.8.):

$$Q_m = 10^{-3} \cdot Q_v \cdot \rho_m, [t/h] \quad (7.8.)$$

Ултразвучно мјерење протока запремине - Код ултразвучне методе мјерења запремине, висина материјала на траци одређује се на бази одбијања ултразвучног зрачења од површине материјала. Импулси зрачења региструју се ултразвучним пријемником и на основу разлике у времену емитовања и пријема рефлектованих таласа израчунава се растојање од материјала до мјерне главе, слика 7.13.



Слика 7.13: Принцип ултразвучног мјерења протока материјала на транспортној траци

Основни дијелови ултразвучног протокомјера су:

- извор ултразвучног зрачења,
- пријемник рефлектованих звучних сигнала и
- електронски склоп и одговарајући софтвер за обраду добијених сигнала и израчунавање протока запремине.

Предајник и пријемник ултразвучних импулса најчешће се налазе у једном сензору, при чему мијењају своје улоге у сукцесивним временским интервалима примјеном посебних екстерних кола. На основу времена преласка импулса ("Time of Flight") од извора до пријемника зрачења T и познате брзине простирања звучних таласа у мјерном медију (ваздуху) v , могуће је одредити растојање од површине материјала на траци до ултразвучног сензора D на основу израза (7.9.):

$$D = v \cdot \frac{T}{2} \quad (7.9.)$$

Тражена висина материјала на траци h одређује се на основу познате величине растојања сензора од површине празне транспортне траке до сензора D_e и измјерене вриједности D , (7.10.):

$$h = D_e - D \quad (7.10.)$$

Да би се компензовао утицај промјене брзине простирања звучних таласа V услед варијације температуре и притиска, могуће је применирати референтни ултразвучни сензор који мјери вријеме прелаза импулса познатог растојања D_R на малој удаљености од мјерног претварача, тако да електронски склоп, на који су прикључени претварачи, даје излаз независан од температуре и

притиска ваздуха. У дијелу за електронску обраду сигнала, измјерено вријеме од емитовања сваког импулса ултразвучног зрачења до пријема рефлектованог таласа, конвертује се у одговарајући електрични сигнал пропорционалан растојању између материјала и сензора, а површина попречног пресека материјала на траци S одређује се као аритметичка средња вриједност n измјерених сигнала ($n > 80$), (7.11.):

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{n} \quad (7.11.)$$

На основу израчунате површине профила материјала $S[m^2]$ и познату брзину транспортне траке $v [m/s]$, у посматарном временском интервалу t_s , могуће је одредити проток запремине Q_v и проток масе Q_m према напријед наведеним изразима.

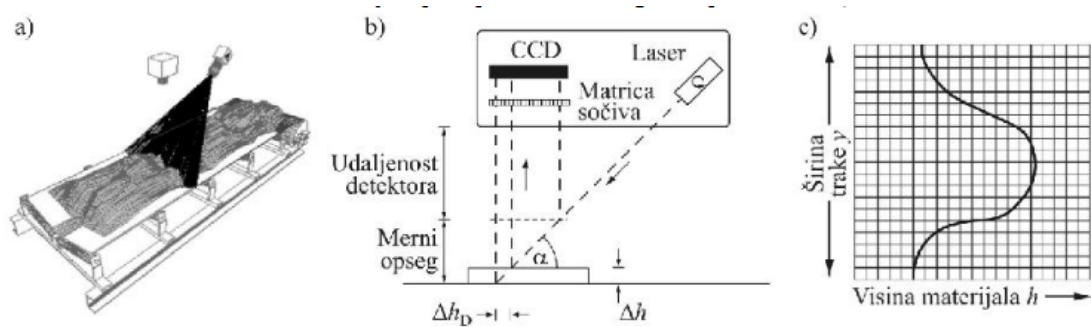
Примјеном само једне мјерне сонде на средини транспортне траке, на основу података о висини материјала у једној тачки, добија се врло груба процјена профила материјала. Већа тачност израчунавања попречног пресека материјала на траци остварује се мјерењем његове висине у већем броју тачака, односно повећањем броја мјерних сонди изнад транспортера и њиховим одговарајућим лоцирањем. Код већег броја ултразвучних мјерних глава, постављених у једној вертикалној равни, установљене су одређене међусобне сметње, те је неопходно посебну пажњу посветити одређивању њиховог оптималног положаја. На примјер, код примјене три мјерне сонде, бочне сонде се постављају у вертикалним равнима које су помјерене испред и иза, у односу на средњу. Немогућност постављања већег броја мјерних глава изнад једног профила ограничава тачност мјерења протока материјала примјеном ултразвучних мјерних сонди, због чега се се код ове врсте протокомјера најчешће примјењују ласерски уређаји.

Ласерско мјерење протока запремине - За идентификацију профила мјерног објекта у покрету, данас се најчешће примјењује оптоелектронска метода, заснована на рефлексији оптичког сигнала од површине објекта чија се запремина одређује. Добре особине примјене мјерних метода на бази оптичких сигнала су галванска раздвојеност, једноставна конструкција и начин прикључивања, компатибилност мјерења и преноса сигнала, мали утицај сметњи, стандардни облик излазног сигнала и висок квалитет статичких и динамичких карактеристика. Основни дијелови оптоелектронског мјерног система за одређивање профила материјала на покретној транспортној траци, су:

- ласерски извор кохерентне свјетлости, уз одговарајући систем сочива за скретање свјетлосног снопа,
- пријемник (детектор) рефлектованих свјетлосних сигнала и
- електронски склоп за обраду добијених сигнала и израчунавање протока запремине.

Као извори строго монохроматске свјетлости, високог интензитета зрачења, примјењују се ласери и то полупроводничке ласерске диоде. Ласерска диода даје пројекцију у облику непокретне тачке, а за снимање профила материјала дуж цијеле ширине транспортне траке неопходно је остварити дводимензионални монохроматски лук свјетлости. За праћење дуж цијеле ширине транспортне траке најчешће се примјењује метод ласера са обртним огледалом, које се покреће микромотором, и са минијатурним сочивима за добијање свјетлосне пројекције облика лука, чији угао отвора одговара ширини транспортне траке, слика 7.14.а.

Метода триангулације - Један од начина оптичког одређивања висине материјала на покретној траци је метода триангулације, или премјеравања помоћу углова, слика 7.14. Рефлектовану свјетлост прихвата фотоосјетљиви сензор позиције, у коме се промјена Δh у висини мјереног објекта, у односу на референтни ниво, детектује као промјена позиције на фотоосјетљивој површини пријемника. Принцип одређивања профила транспортованог материјала методом триангулације графички је представљен на слици 7.14.б. Свјетлосни сноп из ласерске диоде пада на мјерни објекат под углом α . Усљед рефлексије од површине мјерног објекта долази до дифузног расијавања свјетлости. Рефлектована свјетлост пролази кроз систем сабирних сочива и дио свјетлости одбијен под правим углом детектује се матрицом фотоелемената (CCD, Charge Coupled Devices).



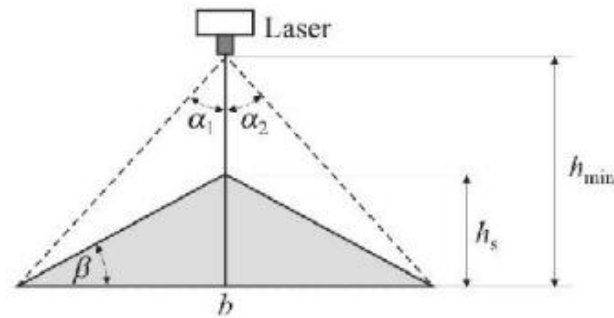
Слика 7.14: а) Оптичка метода мјерења протока запремине; б) Метод триангулације: принцип рада и в) Слика рефлектованог ласерског снопа

Промена Δh у висини објекта у односу на референтни ниво (празна трака) као резултат има промјену позиције Δh_D у детектору (слика 7.14.б), која зависи од угла α под којим ласерски свјетлосни снопа “пада” на објекат и може се представити односом (7.12.):

$$\Delta h_D = \frac{\Delta h}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (7.12.)$$

У случају празне транспортне траке, рефлектовани свјетлосни снопа “пада” у крајњу лијеву тачку CCD детектора, који представља “нулти” положај. Помјереност рефлектованог свјетлосног сигнала у односу на “нулти” положај одређује се помоћу положаја оног CCD елемента који је освјетљен преко система матрице сочива. Уколико се висина одређује у већем броју тачака, као што је то случај код мјерења запремине материјала на транспортним тракама, умјесто ласера са тачкастим извором свјетлости примјењује се ласер са цилиндричним сочивима и обртним огледалом, који омогућава пројектовање лука (линије) свјетлости дуж ширине објекта (слика 7.14.б). На овај начин могуће је снимати укупну ширину транспортне траке са преко 20 мјерења висине материјала. Примјеном електронског склопа за обраду сигнала и системом повратне спреге, омогућена је аутоматска компензација разлике у интензитету детектоване свјетлости, услед обојености и текстуре мјерног објекта, промјеном напајање ласерске диоде.

Метода мјерења времена прелета – Код “Time of flight” мјерне методе за запреминско мјерење протока растојање између површине материјала на траци и скенера одређује се на основу времена од емитовања импулса ласерске свјетлости до пријема рефлектованог таласа од површине материјала на траци. Примјеном уграђеног ротирајућег огледала, постављеног под одређеним углом у односу на правац емитовања свјетлости, добија се отклон ласерских свјетлосних импулса и на тај начин остварује испитивање дводимензионалног профила материјала дуж цијеле ширине транспортне траке. Подаци о дводимензионалној контури преносе се до јединице за обраду сигнала, гдје се поређењем измјереног профила материјала са профилем празне транспортне траке, добија мјерена површина материјала. Уз познату брзину траке, као и густину материјала израчунава се тражени проток запремине или масе, а на излазу је могуће приказати и укупну протеклу масу транспортованог материјала у задатом временском интервалу. Положај ласерског уређаја треба да је, што је могуће више, ван утицаја прашине. У условима велике запрљаности (на примјер у цементној индустрији) или када мјерени материјал садржи висок ниво прашине, да би се избјегло њено таложење на предњем стаклу ласерског уређаја и стварање заклона свјетлосној линији, примјењују се заштитни канали за прашину или јединице за чишћење ваздуха. У случају постојања испарења или измаглице у простору, у којем се обавља мјерење протока запремине, примењује се додаток за пречишћавање ваздуха.



Слика 7.15: Услови постављања ласера

Ласерски уређај се поставља на конзолу узнад транспортне траке, тако да прихвата свјетлот рефлетковану од мјерене површине материјала, при чему раван снимања треба да је под углом од 90° у односу на транспортну траку. Углови скенирања (α_1 и α_2 на слици 7.15.) морају бити довољно велики да омогућавају регистровање максимално могуће количине материјала на траци и налазе се у опсегу од -50° до $+50^\circ$. Конзола се монтира на мјесту без вибрација. Тачка скенирања треба да је лоцирана на мјесту гдје трака налијеже на носеће ваљке, да би се сачувала иста референтна основа одређивање профила, независно од оптерећења траке. Да би се постигла захтјевана тачност мјерења (0.95%) висина инсталације ласерског уређаја одређује се на основу следећих односа (слика4.), (7.13.) и (7.14.):

$$h_s = \frac{b}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (7.13.)$$

$$h_{\min} \geq 2 \cdot h_s = b \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (7.14.)$$

гдје су:

- h_{\min} - минимална висина постављања уређаја,
- h_s - висина конуса засутог материјала на траци,
- b - основа засутог материјала на траци и
- β - угао мјерног профила.

У табели 7.1. - Прилог 7. представљене су вриједности запреминских маса - густина одређених материјала, као и углови мјерних профила код методе мјерења времена прелета.

Фактори ограничења тачности - Без обзира на принцип реализације, ласерски протокомјери имају већу тачност мјерења у односу на ултразвучне. Описаним мјерним системима могуће је одредити запремину материјала са релативно великом тачношћу. Међутим, мјерна несигурност при одређивању масе запреминском методом у великој мјери премашује ову вриједност због дјеловања многих ограничавајућих фактора, као што су: крупноћа мјереног материјала, осцилације висине материјала, неравномјерност попуњености профила траке, затезна сила траке, ексцентричност траке и други. Тачност мјерења запреминских протокометара у великој мјери зависи од запуњености профила материјалом, односно од величине комада материјала који се мјери. Код материјала веће крупноће регистровани профил није попутно попуњен, чиме се повећава грешка мјерења. Неравномјерно попуњен профил траке доводи до клизања материјала и његовог превртања у смјеру супротном од смјера вуче и ограничава висину профила.

Равномјерним запуњавањем материјала избјегавају се празни дијелови, чиме се постиже потпунији контакт траке и носећих ваљака. У случају неравномјерног и недовољног оптерећења траке и велике затезне силе, крута трака не налијеже у потпуности на средњи ваљак, што даје нетачну слику о висини материјала. Нетачност регистровања висине профила најизраженија је на средини растојања између два слога носећих ваљака, услед чега се запремински протокометри постављају изнад слога ваљака.

На мјерну несигурност утиче и недовољна затегнутост траке, која доводи до проклизавања на погонском бубњу и смањења брзине кретања траке, као и ексцентричност и издизање траке и клизање терета низ њу.

Ако се овоме дода и случајно или намјерно додавање предмета испод извора зрачења, чиме се могу симулирати високи профили терета, долази се до релативно великих одступања између мјерених и реалних вриједности протока запремине, због чега се као оптималан избор за мјерење масе материјала у покрету високе класе тачности намећу протокомјери који свој рад базирају на мјерењу тежине, којом материјал дјелује на транспортну траку.

7.4.4.1. *Оправданост примјене протокомјера*

Доминантни удио цијене транспорта у трошковима експлоатације минералних сировина, велика инвестициона улагања за изградњу транспортних система захтјевају оптимизацију њихових параметара, аутоматизацију управљања транспортно-откопним рударским машинским комплексима и регулацију њиховог рада. Основни критеријум за императивно рјешавање ових проблема је ефективност њиховог рада, па се истражују прецизни и поуздани мјерни уређаји који би: омогућили што ефикаснији рад, осигурали примјену знатно јефтинијих транспортера, и спречили преоптерећење транспортера да не би дошло до просипања материјала, проклизавања, па и кидања транспортне траке.

Ефективност проузводних система при откопавању и транспорту материјала утврђује се мјерењем специфичног подужног оптерећења траке или мјерењем запреминског протока материјала. Врло значајан разлог за примјену протокомјера је могућност њиховог коришћења као информативних средстава за регулацију капацитета откопавања багерима ради примјене знатно јефтинијих транспортера.

У досадашњој пракси транспортери су бирани према прорачунским часовним капацитетима багера који захтјевају употребу предимензионираних транспортера просјечно за око 50%. Примјеном егзактних и поузданих протокомјера омогућио би се избор конструкционих и техничко-експлоатационих параметара транспортера према секундном капацитету багера који је најмјеродавнији, јер се брзина транспорта даје у тој јединици, а број пражњења ведрица и брзина окретања радног точка багера могу се свести на ту јединицу. Пригушивање капацитета багера требало би омогућити аутоматском регулацијом помоћу протокомјера који би стално и аутоматски мјерили запуњеност, односно капацитет, транспортера и повратно дјеловали на брзину окретања ротора багера да се не би откопавало више од пријемне способности транспортера. Да би се усагласили технички и економски критеријуми, треба одабрати транспортере који би нижим транспортним трошковима, због повољнијих техничких параметара, надокнадили губитке због смањења учинка багера. Ефективност багера се смањује у врло ријетким и краткотрајним временским интервалима, у најповољнијим условима, ради спријечавања преоптерећења транспортера и просипања транспортаваног материјала. Овдје треба истаћи и податак да набавна цијена багера најчешће износи мање од трећине цијене транспортног система, па посебна и већа пажња треба да се посвети коришћењу оног што је знатно скупље, а не користи се ни 50% од његовог капацитета због осцилација у интензитету откопавања и других разлога.

8. МОНТАЖА, ОДРЖАВАЊЕ И БЕЗБЈЕДНОСТ ПРИ РАДУ ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКАМА

Квалитетну и ефикасну монтажу постројења могу обавити стручно оспособљени и обучени радници који располажу одговарајућом опремом, алатом и инструментима на начин који омогућава једновремену монтажу машинске и електро опреме на више мјеста. Постојење се монтира према упутствима произвођача опреме, пројектној документацији и посебним радним условима који се дефинишу у форми инструкција наручиоца посла.

Операције подизања и преноса се обављају специјалним стационарним, или самоходним дизалицама, мостним крановима и вучним уређајима. Ручне дизалице са катурачама подижу терет од 0,5- 3 t, а електричне до 10 t. Мостни кранови подижу и преносе терет масе до 200 t. Терет се подиже на малу висину помоћу разних типова дизалица: Помоћу хидрауличких дизалица терет се подиже на релативно велику висину.

Електрични витлови превлаче терет на одређено растојање - или га, преко катурача, могу да издигу на жељену висину. При постављању, монтажи и одржавању транспортера користе се разне врсте алата, слика 8.1 и инструментата. Рад се може обавити брже и сигурније са одговарајућим алатима. Сљедећи алати се могу користити за исте.

- Подизач транспортне траке
- Подсјекач траке
- Обујмице за траке и „паметне“ обујмице
- Квадратни ласер за траку
- Резач за траку
- Хидраулички одвијач
- Машина за извлачење и подизање без преносника
- Индукциони гријач (за грејање лежајева прије инсталације)
- Скидач/извлакач спојница / лежаја
- Машина за резање плазмом (сјечење плоча од нерђајућег челика за облоге)
- Други алати за затезање, фиксирање, чишћење, глачање, бушење, ваљање, разастирање лијепка и др.



Слика 8.1. Алати за одржавање и поправак трака

Инструменти могу бити ручни, пнеуматски, електрични и електронски. Од електричних и пнеуматских уређаја масовно се примјењују разне врсте бушилица, уређаја за одвијање и притезање завртњева, уређаја за заваривање и резање метала, за глачање, брушење и др. Од инструментата поменимо инструменте за мјерење. Припрема монтаже обухвата низ организационих и техничких активности. На основу мјеродавне техничке документације израђује се пројекат монтажних радова и одређују локације монтажних плацева, складишта, приступних путева, спољашње енергетске мреже и си.

Пројекат монтаже ради се на основу:

- плана грађевинских објеката са приступним саобраћајницама, енергетском мрежом, магацинима и складиштима рудника,
- плана распореда објеката и монтажних цртежа транспортера, урађених шема фундамената,
- техничких услова за монтажу и инструкција рудника,
- техничких карактеристика уређаја за подизање и пренос опреме,
- монтажне шеме транспортера,

Продуктивној и успјешној монтажи претходи добра и савјесно организована припрема, гдје је потребно правилно одабрати машине, уређаје, инструменте, опрему и све потребне материјале. Све наведено треба у потпуности да одговара својој намјени. Прије монтаже треба да се изграде приступни путеви, монтажни платои, складишта, магацини и припремни објекти. Треба да се доведе електрична енергија, ураде прикључци за потрошаче, освјетле монтажни и сусједни објекти. На мјестима гдје се преносе и подижу тешки предмети треба да се монтирају одговарајући уређаји за те сврхе.

Динамика монтаже постројења треба да се усагласи са роковима пристизања, комплетирања и уградње свих предвиђених машина, уређаја, опреме и материјала. Уз то, треба обезбједити квалитетну радну снагу добро угодану да све процесе обави врло квалитетно и сигурно.

8.1. ЗАХТЈЕВИ ЗА ГРАЂЕВИНСКИМ РАДОВИМА, СМЈЕШТАЈНИМ И МОНТАЖНИМ ПРОСТОРИМА

Прије монтаже треба да су завршени грађевински објекти, саобраћајнице, траса транспортера, темељи, кућице за погонске станице и сл. Са свим потребним водоводним, електричним и осталим инсталацијама. Прије монтаже треба да су завршени и осигурани пролази, степеништа, врата, прозори, монтажни отвори, монтажни носачи, а на објектима означене главне осе транспортера и коте.

Дијелови, који се издижу или преносе, треба да су сигурно објешени о дизалични радни орган или преносни дизалицу. Те операције обављају се полако и без трзања. За транспортере велике снаге израђују се монолитни бетоснки или армирано-бетонски темељи. У њима се остављају отвори за анкерске завртњеве. Конфигурација фундамената зависи од типа погонске станице и погони транспортера релативно мале масе могу се постављати на армирано-бетонске плоче. За њихово учвршћивање у плочама се уграђују носећи делови, носачи. При монтажи рамове погона варе за носиве плоче-носаче.

Анкери се могу постављати прије бетонирања темеља или после када се у бетону остављају рупе за постављање чепова за бетон. Анкери треба да имају подлошке и навртке.

8.2. МОНТАЖА МЕТАЛНИХ СКЛОПОВА ТРАНСПОРТЕРА

Приликом пријема машинских склопова и дијелова неопходан је детаљан преглед истих да би се установила њихова исправност и провјера пристизања свега траеног и пројектованог према спецификацијама. Опрема и дијелови се распакују на монтажном платоу према спецификацијама, детаљно прегледају и котролишу (редуктори, вратила, лежајеви и сл).

Даље се врши сукцесивна монтажа тзв. окупњавање склопова ако то уређаји за издизање и пренос и расположиви простор омогућавају. Поред раније наведених склопова на металном раму могу се склопити мотор, редуктор и спојница, а ако је могуће и кочница.

Монтажа погонске станице - Отворене погонске станице, поготово нестационарне, монтирају се помоћу самоходних дизалица на точковима или гусјеницама. Нестационарне погонске станице монтирају се на понтонима (металним плочама испод којих су постављени заклињени метални прагови). Монтажа погонске станице је најсложенији и најтежи проблем - поготово ако се не располаже одговарајућом опремом за дизање и пренос. Помоћу завојних или клинастих дизалица

дижу се рамови да би се тачно регулисала висина помоћу металних подметача и клинова. Ради лакшег центрирања дијелова, на темељима се уграђују носачи за постављање хоризонталних регулационих завртњева. Послије провјере положаја, према цртежу из пројекта, бетоном се наливају отвори темеља. Кад бетон повеже, притежу се навртке на завртњевима а ако одступања у положају рамова не прелазе дозвољене границе, односно нивелете и позиције одговарају, подметачи и клинови се варе уз носиве рамове конструкције.

Последња фаза монтаже је фино центрирање склопова. Тада се провјеравају положаји појединих рамова и центрираност према оси транспортера. Провјерава се положај средине погонског бубња који се мора поклапати са уздужном осом транспортера. Одступање не смије прелазити 2 mm. Уздужна оса бубња треба да је управна на осу транспортера. Дозвољено одступање износи највише 0,5 mm на дужини 1000 mm.

Центрирање редуктора и погонског бубња је друга етапа центрирања погона. Пошто су спојнице навучене/постављене на вратила, дијелови се центрирају преко њих. Ако су еластичне спојнице, центрирање се обавља при скинутим еластичним прстеновима, а код зупчастих при растављеним стезним прстеновима. Еластичне спојнице дозвољавају саосност од 0,4 - 0,8 mm и укошеност рукаваца од 0,5°. Спојнице се навлаче посебним алатом, без ударања чекићем - да се не би оштетили лежајеви. Ради лакшег навлачења обод спојница може се загријавати до 100° С. Прије пуштања у рад проверава се притегнутост носећих завртњева. На кочни вијенац спојнице поставља се кочница. Центар кочнице треба да се поклапа са центром вратила. Радијални зазор између кочних папуча и вијенца треба да је константан на цијелом обиму. Кочне папуче треба да чврсто и потпуно налијежу по укупној додирној површини. Осе зглобова треба да су симетрично распоређене у односу на кочни вијенац. Центрираност оса не треба да прелази 0,1 mm на 1000 mm ширине кочног вијенца.

Не треба дефинитивно учвршћивати редуктор и мотор за рам прије регулације свих механизма у погону.

Цијели погон мора бити сигурно учвршћен и не смије се помјерати за вријеме рада транспортера. Прије постављања траке треба провјерити рад погона.

При монтажи затезне станице витло се, према пројекту, поставља на бетонски темељ. За правилно функционисање затезне станице, попречна оса бубња за намотавање затезног ужета треба да се поклапа са уздужном осом транспортера, а његова уздужна оса са осом транспортера треба да затвара прави угао. После тога се провјерава и хоризонталност осе бубња (дозвољена одступања: средина бубња у односу на осу транспортера може бити померена до 5 mm, управност уздужне осе бубња и њена хоризонталност смију одступати до 2 mm на дужини 1000 mm).

Послије детаљне провјере монтаже склопова, сви носећи рамови испод њих се бетонирају, и потом притежу навртке на анкерима. Код затезне станице последња фаза монтаже је постављање затезног ужета које се једним крајем учврсти за бубањ, а другим, последије провлачења кроз систем котурача учвршћује за други крај бубња.

Код затезних колица провјерава се правилност постављања колосјека, гдје ширина колосјека не треба да одступа више од $\pm 0,5$ mm од пројектоване.

8.3. МОНТАЖА ЧЛАНАКА НОСЕЋЕ КОНСТРУКЦИЈЕ

При монтажи носеће конструкције нарочито се пази да оса транспортера буде што више праволинијска у хоризонталној равни. Чланци се подешавају према танком хоризонталном ужету затегнутом по оси транспортера, која је претходно геодетским позиционирана. Ако је геодетски егзактно утврђена оса, тачна дужина транспортера и свих типова чланака, као и њихов број, монтажа се може одвијати једновремено почев од погонске и затезне станице. Код дугачких транспортера траса се дијели на више дионица са прецизно означеним реперним тачкама. Дозвољено одступање износи 3 mm. Ужљебљења у вертикалним стубовима за уклапање осовиница повратних ваијака треба да су на истој коти. Висина X контролише се према цртежу из пројекта, односно монтаже хидростатичком либелом, као и уздужни нагиб чланака и ниво постављања. Одступање у висини

највише износи ± 1 мм на 1000 мм. Висина се регулише постављањем металних подметача одговарајуће дебљине изнад прагова за које се фиксирају стубови.

У попречном пресеку средњи ваљци не смију имати нагиб. Носећа површина испод ослонаца ваљака треба да је хоризонтална. Може одступати ± 1 мм на 1000 мм. Одступање средине вајака у односу на уздужну осу транспортера износи ± 2 мм, а за праволинијски положај слога вајака ± 1 мм на дужини 1000 мм. Ово се проверава геодетским инструментима, као и укошеност слогова ваљака у односу на уздужну осу транспортера. Хоризонталност средњег ваљка одређује се помоћу либеле а нагиб бочних ваљака контролише се угломјером прислоњеним уз бочни ваљак. На вертикалним кривинама посебну пажњу треба обратити на регулацију висине стубова односно избор дебљине подметача.

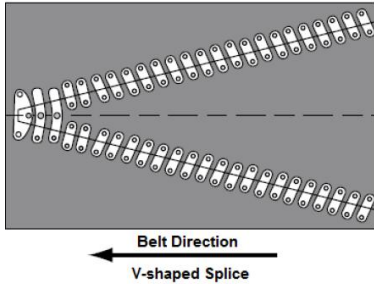
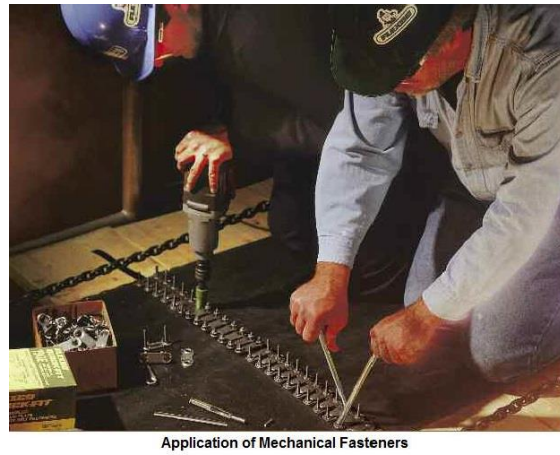
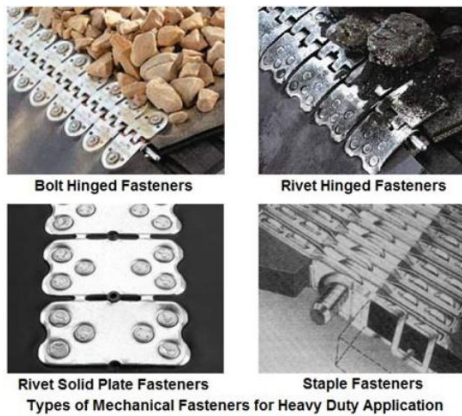
8.4. НАСТАВЉАЊЕ ТРАКЕ

Произвођачи израђују транспортне траке дужине 200 - 600 м које намотавају у ролне/калеме на бубњевима, слика 8.2. Унутрашњи пречник бубња за текстилне траке износи 200 мм, а за траке од челичних ужади 500 мм. Ово су само оријентационе величине јер фабрике имају различите критеријуме за прорачун и усвајање ових пречника - у зависности од врсте и особина траке. На сваку ролну лијепи се етикета на којој су уписани основни подаци спецификације траке: тип, затезна чврстоћа, ширина, дужина итд.

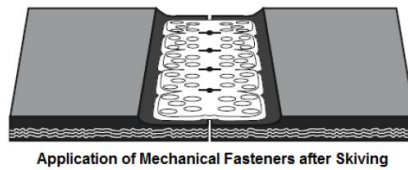


Слика 8.2. Прорачун дужине намотавања траке на калеме/ролне

При утовару и истовару треба правилно захватити калеме/ролне да се трака не би оштетила. При ускладиштењу са намотаног калема/ролне се скида водонепропусна фолија или гумена тканина ради спријечавања задржавања влаге или стварања плијесни. Траке се чувају у оригиналном паковању, у сувим и провјетраваним просторијама - заштићена од дејства сунчане свјетлости и свих деривата нафте. Температура просторије треба да износи од -5 до $+35^{\circ}\text{C}$. При дужем ускладиштењу калеме се вјешају о конзоле, или постављају на дрвена постоља и повремено заокрећу, за одређену дужину лука, око хоризонталне осовине да би се спречило деформисање траке. Најједноставнији је поступак подјела спољашњег обима ролне на 12 једнаких лука и заокретање ролне сваког мјесеца за ту дужину лука. Не смије се дозволити формирање таласа због неравномјерног напрезања траке и њеног тежег центрирања. Ако је укупна дужина траке већа од дужине траке намотане у ролни, треба повезати потребан број сегмената траке. Ова операција се обавља у специјалној радионици, за ту сврху, остављајући неповезаним само један наставак. Затим се трака намотава у ролну и допрема транспортним средством до мјеста са којег ће се монтирази/навлачити на транспортер.



However, development of a new tool for skiving helps make mechanical fasteners more scraper-friendly.



Слика 8.3. Механичко настављање траке

Трака се наставља ради добијања бесконачне транспортне траке и да би се добила потребна дужина транспортера. Настављање траке остварује се на два начина:

- механички помоћу металних елемената (кука, копчи, петљи, плочица и си) слика 8.3.
- лијепљењем помоћу специјалних лијепкова примјеном хладне или топле вулканизације, слике 8.4. до 8.6. .

Текстилне траке могу се настављати на оба начина, или њиховом комбинацијом, а траке са челичном ужади само топлим вулканизирањем - јер самовулканизирајући лијепак не остварује довољно чврсту везу са металом, слика 8.7.

Механичко настављање траке - битно умањује уздужну чврстину траке на кидање. Трајност механичког наставка пуно је краћа. При обнављању механичког настављања трака се скраћује за двоструку дужину наставка. При настављању са уметањем једног краја траке између уложака другог краја и везивањем помоћу копчи трака се задебијава, слика 8.3.

Наведеним начинима настављања траке постижу се следеча процентуална искоришћења њене затезне чврстине: обичним копчама 60% , плочицама и завртњевима 70% , хладним лијепљењем 80% и топлим вулканизацијом 90%, мада ови подаци варирају од произвођача до произвођача трака и материјала за вулканизацију.

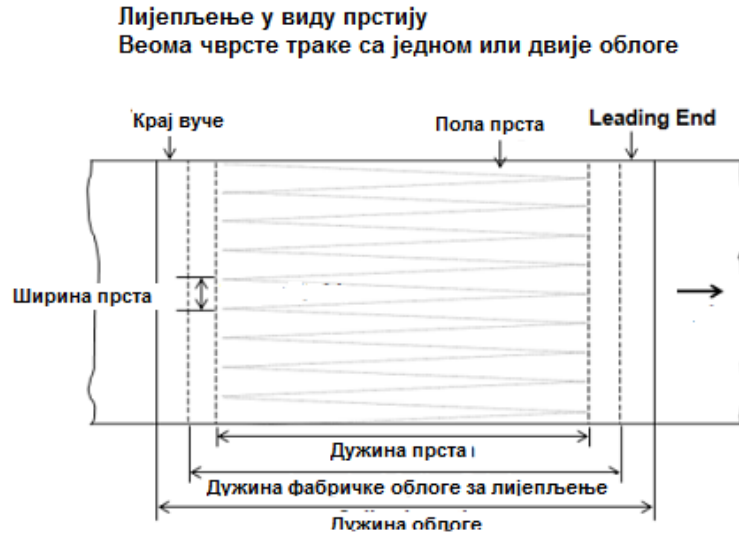
Најбрже настављање траке постиже се прошивањем помоћу обичних или дуплих металних кука, или њима сличних, слика 8.3. Куке се стежу помоћу специјалних машина хефтлица. Шав се поставља на растојању 20-30 mm од краја траке. Куке се израђују аутоматски, или полуаутоматски, од челичне жице пречника 2,4-2,8 mm, утискују се у траку на растојању 8-10 mm. Машина за прошивање постепено се помјера од једног до другог краја траке. Кроз шупљину кука провлачи се нерасплетиво уже заштићено од корозије. Настављање траке овим поступком траје 40-60 минута. Помоћу ових кука и копчи прошивају се уздужне и попречне расјекотине/оштећења траке. Издржљивост механичког споја на кидање зависи од врсте металног елемента којим се трака наставља, тачности израде споја, броја уложака траке, размештаја и броја уграђених елемената, њихове издржљивости итд.. Према ИСО нормативима, издржљивост на кидање наставка треба да износи најмање 55% затезне чврстине настављане траке. Овај начин настављања примењује се само код кратких транспортера на етажама, на рударским машинским комплексима и сл

Настављање траке хладном вулканизацијом - Настављање траке хладном, а поготову топлим вулканизацијом користи се увијек кад се преноси велика вучна сила и захтјева висок степен сигурности и поузданости постројења. За спајање овим поступцима потребна је одређена припрема траке помоћу комплета алата приказаног на слици 8.1. Хладна вулканизација транспортних трака има широку употребу због своје једноставности, краткоће трајања настављања и могућности коришћења у отежаним просторним условима. При хладној вулканизацији употребљавају се специјални "самовулканизирајући" лијепкови и знатно лакше преносне пресе једноставније конструкције у односу на топлу вулканизацију и без електричног вода. За лијепљење трака на хладно захтјева се одговарајући квалитет лијепка, одређено вријеме сушења лијепка, величина притиска и вријеме везивања, табела 8.1.-Прилог 8. Квалитет спајања зависи, дакле, од фактора који се тешко контролишу али и од савјесности и искуства при изради спојева. Вријеме и трошкови израде спојева хладним поступком лијепљењем, знатно су нижи од израде топлим вулканизирањем. Уопштено, метода лијепљења на хладно примјењује се за траке са малим бројем уложака и танких гумених омотача траке.

Генерално поступак хладног вулканизације-лијепљења траке се састоји из следећих операција:

- припреме траке за настављање - Крајеви траке се одсеку управно на њене ивице и постављају један изнад другог. Затим се врло пажљиво изравњавају ивице доњег и горњег краја, у односу на уздужну осу траке, и фиксирају стезачима. Потом се приступи мјерењу корака/степеница. Под одређеним углом засјецања, који препоручују произвођачи, повлаче се: основна линија, граничне бочне линије језгра траке и линије граница степеница. По тим линијама се реже наставак траке. Дубина резања не смије прелазити површину раздвајања корака/степеница. При том бочне стране омотача трака требају остати неоштећене са уцртаним крајевима корака/степеница. Паралелно саосновном линијом наносе се граничне линије. Носећи омотач на површини реже се ножем, или резачем, и одваја кљештима, чекићем и сјечаčem. Сваки уложак се реже веома пажљиво да се не би оштетио уложак испод њега,
- чишћење наставка - кораци/степенице и бочне ивице траке треба добро очистити металним четкама од опилјака гуме. Неодвојени комадићи гуме скидају се електричним брусилцама. Мјеста на којима нема остатака гуме, не чисте се да се не би оштетили улошци. Чишћење се обавља при доброј освјетљености, врло пажљиво, без великог притискиња четком. Ивице и бочне стране чисте се нарочито пажљиво. Послије чишћења контролише се преклапање наставака крајева,
- наносење лијепка - После чишћења степенице се пребришу крпом натопљеном растварачем (углавном раствор бензина и техничког етилацетата у односу 1:2) и суше 10 до 15 минута. Послије испарења растварача, површине за лијепљење премазују се два пута потпуно и равномјерно лијепком, и суше послје сваког премазивања. При нормалној влажности и температури ваздуха, сушење првог премаза траје 20-30 а другог 10-15 минута - све до ишчезавања течности лијепка. При великој влажности, или температури испод +5°C, наставци се суше, или загријавају,
- састављање наставака и попуњавање крајних шавова - Једновремено са премазивањем лијепком припрема се гума за међупрослојке. Њен тип и класа зависе од квалитета и врсте лијепка. Она је фабрички упакована у ланено платно, те се развија на мјесту настављања траке, премазује растварачем и лијепком. Треба настојати да на површине лијепљења и медуслојне гуме не пада прашина. Затим се гума поставља на раздвојени доњи крај наставка, изнад овог слоја међуслојне гуме поставља се уз вертикалне ивице степеница, цијелом ширином траке, гума дебљине 1,5 - 2 mm мм, ширине 2 - 3 mm. Између степеница остављен је толики зазор да би се очувала еластичност споја. Ако се појаве мјехури ваздуха, гума се избуши шилом и поново ваља. Затим се слободна површина гуме протрља крпом овлаженом растварачем и премаже поново лијепком. Улошци се лијепе одозго на доле, слика 8.5. Преклапање степеница мора бити супротно смјеру кретања траке. Степенице могу бити израђене и у облику слова В - стреласте, или гранасте са ломом по оси траке. Састављени улошци се ваљају више пута од средине према крајевима и ударају гуменим чекићем настојећи да се површине ударања дјелимично преклапају. Траке са језгром израђеним у два слоја од више уложака могу да се настављају на више начина. Код трака са нормалном дебљином омотача може да се примјени начин који се карактерише вертикалним помјерањем спојева и различитом дебљином споја. Овако квалитетно припремљен наставак ставља се у

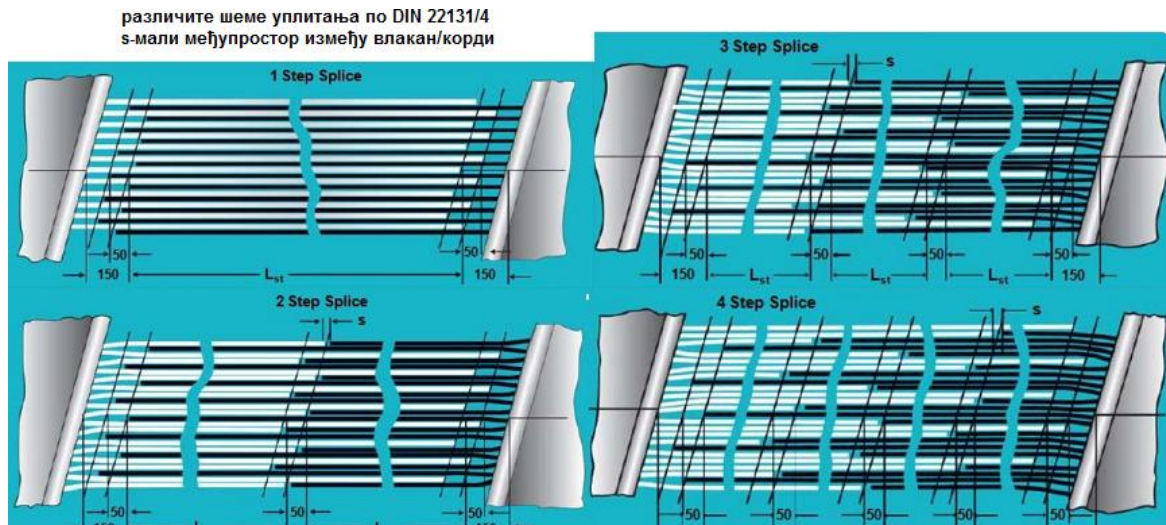
пресу, стеже и држи одређено време (3 – 4 час). Сигурност настављања провјерава се пуштањем у погон транспортера, са половином оптерећења, после 12 сати по скидању пресе, а са пуним оптерећењем после 24 сата. Наравно, да су ово само оријентационе вриједности и потребно је придржавати се упутстава произвођача.



Слика 8.4. Димензије лијепљења хладном вулканизацијом (табела 8.2.-Прилог 8)

У основи постоје следећа правила:

- Дужина прста, $L = 1,2 \times$ Минимална прекидна чврстоћа траке (N/mm ширине траке)
- Дужина фабричке облоге, $L_{fo} =$ Дужина прста $L + 300 \text{ mm}$
- Дужина облоге $L_o =$ Дужина прста $L + 500 \text{ mm}$



Слика 8.5. Поступак хладне вулканизације

Настављање на транспортеру - Ако се трака наставља на транспортеру, одабере се најпогодније мјесто за ту сврху. Скине се 4-6 горњих слојева ваљака и на носећу конструкцију постави лимена плоча дебљине 10-20 mm, или дрвени подијум (дрвена плоча на праговима) одговарајуће носивости. Хоризонтална раван треба да је шири 200 - 300 mm од носеће конструкције транспортера и дужа најмање 1 m од дужине наставка. Дужина спојева при овом спајању лијепљењем трака на транспортеру се рачуна на следећи начин:

Укупна дужина споја износи (8.1.):

$$L_s = (z - 1)l_s + l_z, m \quad (8.1.)$$

Дужина степенице l_s зависи од конструкције траке, њене затезне чврстоће, начина спајања и произвођача. Код текстилних трака дужина степенице, уколико дужина састава треба да је најмање једнака ширини траке B , рачуна се по обрасцу (8.2.):

$$l_s = B : (z - 1), m \quad (8.2.)$$

Гдје је:

- $z - 1$ - број степеница у саставу,
- z - број уложака у језгру траке.

Дужина која одређује угао засјецања траке има дужину (8.3.):

$$l_z = 0,3B, m \quad (8.3.)$$

Дужине степеница за вило чврсте траке од новијих материјала износе:

За једнослојне траке (8.4.):

$$l_s = (0,7 \div 1,2)S_k, mm \quad (8.4.)$$

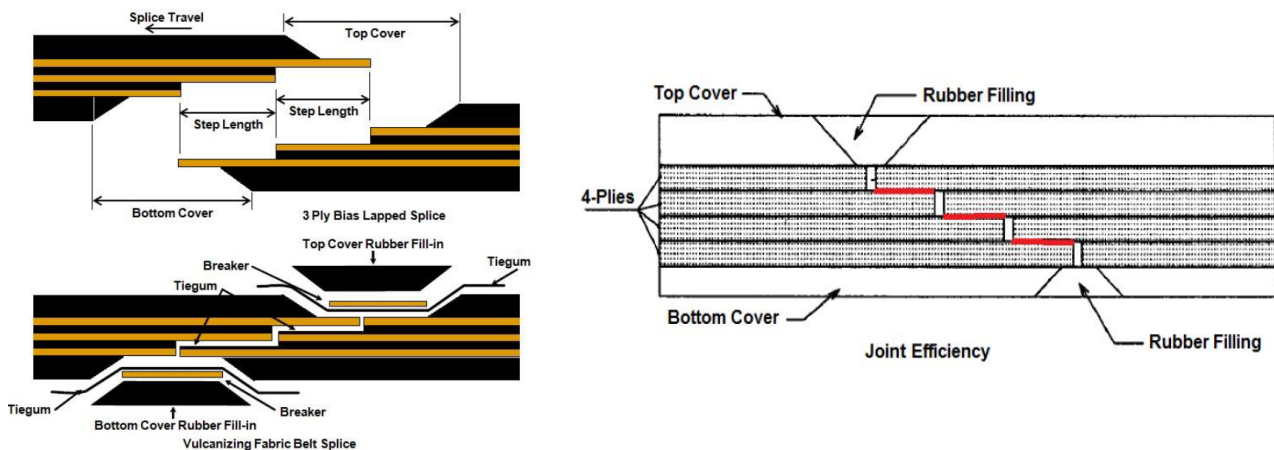
За двослојне траје (8.5.):

$$l_s = (0,7 \div 1,3)S_k, mm \quad (8.5.)$$

Веће вриједности у заградама усвајају се за траке са мањом затезном чврстином S_k у N/mm .

Настављање транспортних трака топлом вулканизацијом - Припрема текстилних трака за топлу вулканизацију обавља се по истом поступку као за хладну вулканизацију. Траке се настављају на мјестима гдје постоји могућност коришћења електричне енергије. На радном мјесту треба да се налазе уређаји за подизање тешких комада, комплет алата, контролни инструменти и сви неопходни потрошни материјали: разређивач, лијепак, међуслојна гума, гума за омотач траке, евентуално одсјечени комади уложака и преносни уређај за вулканизацију. Да би се избјегло стварање попречних пукотина на омотачу траке, гријне плоче, и подијум испред и иза њих на дужини 0,5 m, треба да су строго хоризонтални. Да би се обавила квалитетна вулканизација, треба да се одвија под одређеном температуром и притиском и да траје одређено вријеме. Зато су савремени уређаји за вулканизацију опремљени инструментима за регулацију и контролу тих параметара. Ширина површине загријавања загријавања је једнака $B + 100 mm$.

- Притисак вулканизације је отприлике 10 bar (kg/cm^2)
- Температура до $150 \pm 5^\circ C$
- Вријеме вулканизирања, са временом предријавања 40-60 секунди је дато у табели 8.3.- Прилог 8.



Слика 8.6. Поступак топле вулканизације

При врућој вулканизацији користе се лијепкови за високу температуру и вулканизациони уређаји са гиејним плочама, између којих се поставља трака, у које су уграђени отпорници Трака се вулканизира при температури од 150°C, са одступањем ± 10°C, и притиску 10-15 daN/cm². Гријне плоче треба да се равномјерно загријавају по цијелој површини - што се провјерава периодично у зависности од интензитета употребе. Висок притисак спријечава стварање пукотина у омотачу траке и гуменим међупрослојцима. Притисак се постепено смањује и повећава према порасту и смањењу температуре Вуиканизација траје 30-50 минута и смањује се за 10 мин. при порасту температуре за 10°C. Ако се прекорачи максимална температура загријавања, гума губи у еластичности и затезној чврстоћи. Ако се вулканизира при температури нижој од минималне дозвољене, поступак вулканизације се продужује. Најнижа температура износи 30°C. Да би се избјегло стварање мјехура, уређај се демонтира тек кад температура падне на 80-70°C. Поступак топле вулканизације је приказан на слици 8.6. а избор дужине корака/степеница према DIN стандарду у табели 8.4.-Прилог 8. У основи ефикасност спајања траке на овај начин се рачуна:

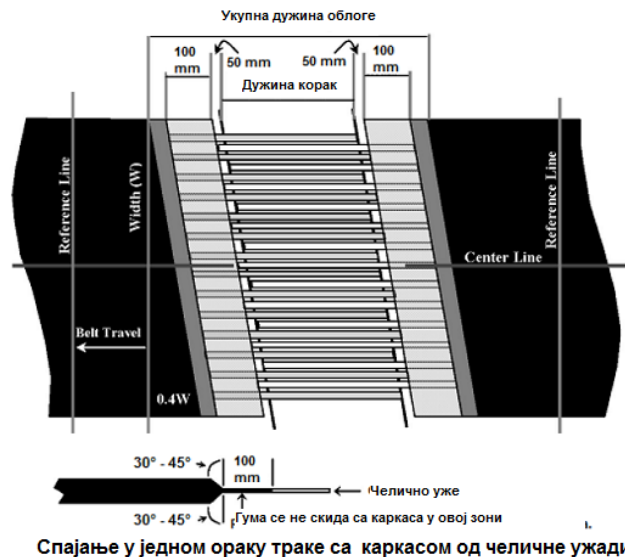
- За 3 улошка..... $E = 2/(2+1) = 0,66$ (34 % губитка прекидне чврстоће)
- За 4 улошка..... $E = 3/(3+1) = 0,75$ (25 губитка прекидне чврстоће)
- За 5 уложака..... $E = 4/(4+1) = 0,80$ (20 % губитка пркидне чврстоће)

Настављање трака са језгром од челичних ужади -

Крајеви траке се преклопе и изравњавају према оси траке. Одваја се гумени омотач са носеће и повратне стране, на дужини спајања, уз очување бочних ивица траке. Омотач се на крајевима споја засјеца под углом 45°. Одсјеца се гума а ужад, према шеми настављања, при чему се настој да гума између ужади остане односно да се не оголе ужад и да њихов попречни пресек са гумом буде квадрат, слика 8.7. Припремљене крајеве споја треба пажљиво очистити бензином, премазати лепком и осушити

Према димензијама одсјеченог омотача са повратне стране траке, поставља се припремљени комад омотача који је дебљи за 1,5 mm од омотача на траци. Преко њега се поставља слој измеђуслојне гуме, нешто већих димензија да прекрије косину краја наставка и затвори крајње шавове споја. Изнад овог слоја ставља се припремљени комад улошка, код трака велике затезне чврстоће, одговарајућих димензија да прекрива спој, па опет слој гуме. Припремљене површине обје гуме и комада улошка пребришу се крпом натопљеном бензином, премазују лијепком и суше. Једновремено с овим операцијама ужад се чисте бензином, двапут премазују лијепком и суше. Гумени омотач и слојеви гуме ваљају се ваљком, од средине према крајевима, да би се истиснули мјехури ваздуха. Затим се, по одабраној шеми израде споја, по одређеном редослиједу постављају ужад с оба краја комада траке и попуњавају шупљине између њих међуслојном гумом. Изнад ужади ставља се међуслојна гума, комад улошка, гумени омотач са носеће стране. Све операције при припремању доњег дијела понављају се и при формирању горњег дијела споја. Произвођачи усвајају различите дужине степеница и спојева, у зависности од затезне чврстоће траке - настојећи да се постигне што већи степен њеног искоришћења. Њемачки стандарди (DIN 22 131) усвајају број степеница и њихове дужине према табели 8.5.-Прилог 8. Неки произвођачи за траке затезне чврстине од 4000-6000 N/mm ширине, групишу у ужад у групе са по 5 и 6 ужади те раде спојеве са 4 и 5 степеница, али са њиховим неправилним распоредом, Произвођач "Бридгестоне" усваја сљедећу конструкцију спојева:

Тип траке St:	4000	4000	4500	4500	5000	5000
Број степеница	4 (5)	5 (6)	4 (5)	5 (6)	4 (5)	5 (6)
Дужина степеница, mm:	700	600	750	650	800	700



Graphic Source: CEMA's Belt Conveyor for Bulk Materials, 6th ed., 2nd printing, 2014

Слика 8.7. Поступак наставља траке са челичном ужади

8.5. МОНТИРАЊЕ ТРАКЕ НА НОСЕЋУ КОНСТРУКЦИЈУ

Постоје два поступка монтирања („навлачења“) нове траке: при монтажи новог транспортера и при замјени дотрајале траке са новом. При пројектовању транспортера бирају се мјеста настављања траке и почетка њеног монтирања на носећу конструкцију. Најчешће се та мјеста лоцирају код погонске и повратне станице. Код погонских станица најчешће се постављају уређаји за дизање тешких дијелова или привремени витлови и котураче. Трака се довози, смотана у ролну, или хармоникасто савијена, на камиону или вагону. Ролна се може истоварити на вишој или нижој коти. Прије навлачења ролна се намиче на осовину и поставља на козлић, слика 8.1.

Начин навлачења траке на нову носећу конструкцију зависи од расположиве механизације, дужине и конфигурације транспортера. Трака се најједноставније навлачи помоћу електричног витла. Трака се одмотава са ролне постављене иза повратног бубња и вуче витлом. Помоћу котурача усмјерава се уже цијелом дужином транспортера, Трака се навлачи на чланке, преко погонског бубња а ако се навлачи велика дужина траке, и дужина ужета не задовољава, друга ролна може да се постави испред погонског бубња - за повратну страну траке, па се могу навлачити траке са ролни на обе стране транспортера једна иза друге.

8.6. ЕКСПЛОАТАЦИЈА И РЕМОТ ТРАНСПОРТЕРА

8.6.1. Регулисање транспортера, пробни рад и предаја транспортера на коришћење

Послије монтирања и спајања траке приступа се регулацији транспортера. Прво се поставе и регулишу уређаји за чишћење. При тој операцији треба обезбиједити, помјерањем тега по полузи, или затезањем опруге, равномјери притисак тих уређаја по траци - без прекомјерног притиска који би интензивирао хабање траке.

Затим се регулише затезање траке које спријечава њен недозвољени угиб између ваљака и омогућава налијегање траке на ваљке дуж транспортера, У конкавној кривини и при наиласку на претоварна колица трака не смије бити издигнута преко 150-200 мм. Цијелом дужином транспортера трака треба да има симетричан положај у односу на његову уздужну осу. То се контролише обиласком транспортера и контролом да трака не додирује за ивице штитника на мјесту утовара и истовара као и стубове носеће конструкције. На траци не треба да се налазе било какви предмети. Стоп уже треба да је, прије било каквог покретања, постављено и прикључено. Прије пробног покретања транспортера треба распоредити контролоре, уређаје за мониторинг и управљање радом транспортера. Они треба да се налазе код погонске и затезне станице као и дуж транспортера. Транспортер се смије пустити у погон тек кад сви контролори пробног рада заузму своја предвиђена мјеста на отрпилике 80-100

метара. Транспортер се покреће са мањом брзином да би се затим укључио за рад са већом. Ако се појави ексцентричност траке преко 50 mm, мотор се искључује и приступа се регулацији транспортера, односно центрирању траке.

Пријем транспортера и његово пуштање у пробни погон обавља се комисијски, односно уз присуство руковода транспортером, механичара, бравара, електричара, аутоматичара и инжењера. Ове процесе контроле и покретања обављају скупа стручњаци рудника и предузећа које изводило монтажу. Послије отклањања примједби по пријемном записнику, рудник преузима транспортер и даље одговара за његов исправан рад.

8.6.2. Opслуживање transporterа, mjere sigurnosti i kontrolа njihovog rada

Експлоатација односно рад транспортера обухвата:

- управљање транспортерима,
- контролу њиховог рада,
- подмазивање дијелова,
- ремонт транспортера,
- утовар просутог терета и
- помјерање транспортера.

Транспортер, а поготову транспортни систем, не смију радити без надзора и контроле. Контрола транспортера обухвата стални увид и контролу података мјерних инструмената, визуелне прегледе свих дијелова и склопова транспортера, констатацију њиховог стања и предузимање мјера за отклањање кварова. Дуж транспортера постављају се уређаји за звучну сигнализацију на удаљености да се, у свим случајевима, звучни сигнал чује на сваком мјесту транспортера Сви транспортери треба да имају уграђене уређаје којима се одмах и сигурно заустављају, у случају опасности, са било ког мјеста дуж транспортера. Ови уређаји треба да су увијек исправни и да се редовно и квалитетно одржавају Прије поновног покретања транспортера, заустављеног њиховим дејством, треба пронаћи и отклонити тај узрок.

Транспортер се обуставља у нормалним околностима, последије прекида утовара и истека времена његовог пражњења. Транспортер се одмах обуставља чим се открију следећи недостаци:

- ненормални шум и лупање у редуктору мотора,
- оштећени спојеви траке,
- проклизавање траке на погонском бубњу,
- ослабљено затезање траке и њен велики угиб између ваљака,
- ексцентричност траке и њено хабање о непокретне делове,
- скидање омотача са бубњева,
- укошавање бубњева у односу на уздужну осу транспортера

8.6.3. Организација одржавања транспортера

Ремонт транспортера може бити: на основу утврђеног стања-преглед, периодични и планско-превентивни.

Ремонт на основу инспекције и утврђеног стања се обавља на основу прегледа транспортног система, израде спецификације дијелова и склопова, који треба да се поправе или замјене, као и обима предвиђених радова.

Периодични ремонти се дефинишу на основу познавања радног вијека дијелова и склопова.

Планско-превентивни ремонт се врши на основу временског плана замјене без обзира на степен њихове дотрајалости. Овај вид ремонта је најцелиходнији код магистралних транспортера јер њихова хаварија проузрокује обустављање рада цијелог машинског комплекса. Зато се овај ремонт обавља са ремонтом осталих главних рударских машина. Ова врста ремонта обухвата: текуће

одржавање, редовни и генерални ремонт. Ради постизања максималне техничке и економске ефективности, поузданости и економичне експлоатације транспортера, посебну пажњу треба посветити одржавању транспортног система и свих пратећих уређаја и опреме.

Текуће одржавање обухвата преглед свих приступачних мјеста транспортера и отклањање ситних кварова, проверу стања уређаја за учвршћивање и металне конструкције; замјену неротирајућих ваљака; провјеру стања и степена загријавања површина трења; провјеру уређаја за покретање, сигнализацију, аутоматску контролу и регулацију; проверу исправности: кочних и затезних уређаја, механизма погона и померања, уређаја за подмазивање; провјеру цјеловитости заштите животне средине, штитних ограда; контролу утовара, утовар просутог материјала итд.

Функционисање система може се стално пратити помоћу: савремених електричних уређаја, уграђених сигурносних сензора, уређаја интерне телевизије и осталих сигналних система. Поред њих, један до три механичара, у зависности од дужине и сложености транспортног система, треба да обилазе систем, у регуларним временским интервалима, да обрате пажњу на стање свих дијелова и склопова транспортера и обавјештавају надлежне о неопходним интервенцијама. Овом повременом контролом ослушкују се уобичајени звучи и бука при ротирању: ваљака, лежајева, вратила, вучног погона, траке и њених спојева

Поред тога се контролише окретање ваљака, присуство жељезних комада, присуство превеликих комада материјала, ексцентричност траке, истезање, укошеност, бежање траке, њено раслојавање и оштећења, стање спојева траке и њеног омотача, односно његово хабање, прскање, браздање и си. Радници на одржавању и управљању радом система контролишу и погонској станици проклизавање и „бјежање“ траке, њена оштећења, брзину, температуру дијелова и уређаја, звуке ротирајућих дијелова, стање кочница и зауставијача траке, ротирање бубњева, рад и стање уређаја за чишћење, вибрације мотора, стање електро уређаја и опреме, стање уређаја за аутоматску контролу и регулацију, стање уређаја за сигнализацију, подмазивање итд. У затезној станици с провјерава и надзире стање уређаја за затезање, брзину окретања бубњева за ужад, стање ужади и усмеравајућих котурача, кретање затезних колица, температуру лежајева бубња, регулационе уређаје затезања и си.

При **редовном**, периодичном ремонту мијењају се неисправни ваљци, мањи број дијелова, регулишу механизми транспортера, прегледају неприступачни дијелови, дјелимично демонтирају спојнице и лежајеви бубњева, ремонтују уређаји за чишћење, штитници на претоварним мјестима и др. Обим радова треба да је минималан, с тим да се обезбиједи нормалан рад транспортног система до следећег ремонта. Послије овог ремонта транспортере прегледају лица која одређују њихово пробно испитивање

При **генералном ремонту** сви дијелови и склопови се потпуно расклапају. Похабани дијелови и дијелови који не испуњавају техничке захтјеве се мијењају. Ремонтује се метална конструкција, мијења кородирани везни елементи, обнављају темељи и др. Затим се сви дијелови склапају, провјерају и регулишу. Ради ефикаснијег обављања генералног ремонта, често се комплетни дијелови и склопови мијењају потпуно новим. Прије почетка ремонта сви потребни уређаји, опрема, дијелови и материјал треба да су допремљени на радна мјеста, а она треба да су добро освјетљена.

8.6.4. Ремонт траке

Мања оштећења омотача трака и језгра, усљед њеног пробијања, обиљежена при прегледу транспортера, обнављају се на транспортерима – најчешће лијепљењем, а већа у ремонтном центру. Пијре обнављања омотача и језгра треба добро очистити траку на мјесту оштећења и осушити. Трака се суши помоћу електричних уређаја, а при врућој вулканизацији укључивањем одговарајуће гријне плоче. Обнављање гуменога омотача почиње упадљивим оконтурењем оштећења и његовим обрезивањем по тој контури, као и обрезивањем закрпе која ће се по њему налијепити. При хладном лијепљењу та контура је удаљена од оштећења најмање 110 мм а при вулканизацији 50 мм. Све контактне гумене површине се чисте металном четком, затим чисте од гумених опилака и прашине, перу бензином, суше и премазују два пута лијепком, суше оба пута до ишчезавања течности лијепка. При лијепљењу на хладно скида се фолија са закрпе омотача и закрпа поставља преко оштећеног

мјеста и ваља од центра према крајевима. При врућој вулканизацији закрпа је дебља од омотача траке 1,5-2,0 mm и мања од димензија оштећења најмање 15 mm

Транспортна трака са језгром од челичних ужади припрема се за регенерацију на исти начин као и текстилна трака која се регенерише топлом вулканизацијом. Код оба типа трака треба добро очистити површине које се лијепе од прљавштине и прашине и спријечити дејство високе температуре, ван оштећених мјеста. Регенерација траке са језгром од челичних ужади хладном вулканизацијом одликује се једноставношћу и бољим очувањем траке, при тој операцији, јер се трака не загријава. Поступак се обавља на изложени начин као при примјени регенерације топлом вулканизацијом. Једина је разлика што се оштећена ужетна основа не може да ремонтује овим поступком и што се ремонтвана мјеста држе без оптерећења неколико часова да би се остварила неопходна чврстоћа повезивања.

Значај обнављања оштећених мјеста траке произилази из чињенице да се смањује потреба набавке нових трака за 20-25%. Цијена ремонта траке износи четвртину њене куповне цијене, а њена радна способност износи најмање 80% од радне способности нове траке. За квалитетно настављање и регенерацију траке врло је важно да се употребљавају квалитетни и добро очувани материјали. Сiroва гума и раствори гуме треба да се чувају у тамним и хладним просторијама. Раствори гуме различите старости не смију се мијешати. Разрјеђивачи и очвршћивачи лијепка су отровне (токсичне) материје, па радници, при раду са њима, треба да користе заштитне маске и заштитне гумене рукавице. При одвајању уложака и сјењуи ужади треба да користе заштитне наочаре.

8.6.5. Помјерање транспортера

Помјерање постројења, односно чланака транспортера врши се помоћу машина на гусјеницама (или булдозера). То су машин да додатним уређајем за ту сврху који се састоји од конзолне дизалице која носи шински хватач .Ваљкасти хватач шина објешен је преко котурача о конзолну дизалицу носеће конструкције учвршћене за доњи дио машине. Постројење се помјера без скидања траке са ваљака. За вијреме помјерања трака није затегнута а чланци постројења су растављени.

Машина захвата шину, издиже их 10 до 15 cm изнад тла и помјера транспортер у попречном правцу вукући га према себи. При томе се шина једновремено савија у хоризонталној равни у облику слова S а у вертикалној равни таласасто. Помјерање транспортера нарочито је отежано када је носећа решетка од шина и прагова замрзла за тло или дјелимично утонало у тло. Прије помјерања треба одвојити решетку од тла једним ходом машин дуж транспортера и његовим малим помјерањем. Величина паралелног помјерања за један ход износи 0,6-1 m, при повољним условима чак и 2 m и то називамо кораком помјерања Учинак машине се мјери површином у m² по којој је транспортер помјерен, односно то је производ дужине транспортера и ширине помјерања у том времену. Учинак се креће од 1500 - 2000 m²/h (при доброј организацији и временски приликама може достићи и 4000 m²/h).

У вријеме помјерања транспортера, поред времена утрошеног за непосредно помјерање, спада и вријеме припремних и завршних операција ради довођења транспортера у радно стање:

- У припремне операције спада: планирање терена за помјерање, одређивање осе нове трасе за транспортер, спријечавање спадања траке (учвршћивањем жицом за носећу конструкцију), искључење струје, ослобађање каблова, помјерање утоварног лијевка до повратне или погонске станице, са којом ће се помјерати, опуштање затезања траке, растављање чланака скидањем комада ужета, или ланца, са једног од сусједних чланака, одвајање прагова од тла и др.
- Завршне операције обухватају: скидање граничника ради спријечавања спадања траке; изравнавање транспортера, регулација затезања траке, повезивање чланака, учвршћивање шина за прагове, пробно покретање траке и др.

Неке операције могу се временски преклапати, неке се морају одвијати по одређеном редоследу. Површина по којој се помјера транспортер, нарочито дио гдје ће се лоцирати, треба да је добро одводњена, испланирана, да по њој нема испучених чврстих или замрзнутих комада. Прије помјерања чланака утоварни лијевак и претоварна колица треба помјерити на крај транспортера који се

последњи помјера. Послије помјерања свих чланака ти уређаји се помјере на супротни крај да би се остварило следеће помјерање и тако редом, уколико не могу да се поставе на самоходни дио транспортера са којим се скупа помјерају. Прије помјерања ових уређаја опусте се њихове хваталке за шине, подигну у горњи положај и учврсте за дијелове носећих колица да би се поново чврсто фиксирале за шине на њиховој радној локацији. При **радијалном помјерању** транспортера, максимално заокретање погонске станице ограничено је хоризонталним заокретним углом прелазног, косог чланка који не смије пречи $5-6^\circ$ од осе трасе. Ова величина омогућава попречно помјерање транспортера са кораком 0,75 m.

Сви бубњеви морају бити добро центрирани. Фино центрирање и регулисање кретања траке обавља се помоћу подешавајућег положаја повратног бубња. Центрирање транспортне линије, односно оспособљавање транспортера за нормални рад, зависи од низа фактора: затезања траке, регулације брзине, повезивања чланака, учвршћивања шина за прагове итд - па је веома тешко прецизирати трајање премештања транспортера. Чешћа помјерања постројења на већим дужинама изазивају велике деформације које захтевају доста времена за његову регулацију, односно оспособљавање система за нормално функционисање, Ради спречавања деформација, решеткасте конструкције примењују се еластичне везе између шина и прагова. У циљу скраћења времена премјештања и спријечавања деформација носеће решетке, кад дужина премјештања прелази 200 м, постоје рјешења код којих се трака пресеца на мјестрима настављања и интензивних оштећења, намотава на ролне, рјешења код којих се каблови постављају на посебним стубовима поред транспортера, рјешења када се транспортер раставља на групе чланка дужине 20-25 m и који се превлаче са већим бројем дозера мање снаге. За то вријеме премјештају се каблови, самоходни уређаји, превозе ролне траке у камионима и приколицама.

8.6.6. Утовар просутог материјала

Током рада траке често се дешава да се терет просипа са обе њене стране због бочног „бјежања“ траке и због падања крупних блокова усљед удара у ваљке. Гомилање терета испод ваљака повратне стране траке настаје и усљед њеног чишћења са самочистећим ваљцима или уређајим за чишћење као и усљед стресања неочишћених честица. Да не би дошло до спријечавања ротирања ваљака са повратне стране, или пораста отпора кретању траке просути терет се мора утоварити на траку и то се ради са помоћним утоварним машинама-багерима илиутоваривачима запремине кашике до 0.5 m^3 .

8.7. БЕЗБЈЕДНОСТ И ЗАШТИТА НА РАДУ КОД ТРАНСПОРТЕРА

Када говоримо о основним карактеристикама тракастих транспортера и њиховом раду неопходно је у циљу ефикасног руковања обратити пажњу на следеће:

- Кретање (кретање материјала-терета у/кроз и из производног простора мора да се одвија без застоја, али и без журбе, пошто то резултује кашњење, односно проблеме);
- Вријеме (терет мора бити у тачно одређеном тренутку поред транспортера, ни прије ни касније, пошто и једно и друго може да доведе до поремећаја и пратећих проблема);
- Количине (захтјеви за количину су идентични као и за вријеме);
- Простор (неопходност рационалног искоришћења складишног простора)

У зависности од индустријске гране, трошкови транспорта и руковања теретом углавном износе од 30 до 70% трошкова производње, тако да је очигледно да се мора елиминисати било каква неефикасност у тој области.

Најчешће посљедице лоше организованог транспорта материјала-терета тракастим транспортерима су:

- Загушење транспортних путева;
- Често премјештање материјала само да би се ослободио простор или пролаз;
- Застоји приликом утовара и истовара (услед неорганизованости и неприпремљености);
- Ангажовање превеликог броја радника на пословима транспорта материјала;
- Недовољно искоришћење квалификоване радне снаге;

- Исцрпљивање залиха;
- Високи губици услед застоја (квар-откази у функционисању појединих дијелова и склопова, проблеми у руковођењу, смјена радника итд.)
- Честа повријеђивања радника;
- Честа оштећења транспортних средстава;
- Честа оштећења транспортованог материјала-терета;
- Неорганизованост приликом складиштења материјала- терета;
- Високи индиректни трошкови радне снаге;
- Дуге транспортне путање и сл.

Из приказаног се види да постоји мноштво индикатора о којима је потребно водити рачуна за успјешно транспортовање материјала помоћу тракастих транспортера, и сваки засебно заслужује посебну пажњу. У

наставку се приказује један од битнијих индикатора, ризици од повређивања радника при руковању тракастим транспортерима, који могу произвести мноштво губитака, како по саме раднике (повређене), тако и по организацију-предузеће али и друштво у цјелини.

Безбједност при раду са тракастим транспортерима добија све више на значају, посебно увођењем ОХСАС менаџмент система ради смањења ризика од настанка незгода, како са аспекта запослених тако и цијелог предузећа. Предузећа која немају развијену безбједност и здравље на раду, као посљедице имају: велику одсутност са посла без правих замјена (недовољно квалификованих или обучених радника) узроковано честим повређивањима, повећани број незгода (инцидената), смањену продуктивност, мањи квалитет процеса и система и др . Колики је значај ОХСАС стандарда, може се видети на примјеру идентификације потенцијалних мјеста опасности са аспекта ризика и касније настанка незгоде код тракастих транспортера, гдје постоје барем четири категорије могућих мјеста настанка инцидентних ситуација и незгода, слика 8.8.:

- Опасности од покретних елемената погонских механизма транспортера;
- Опасности од појединачних комадних терета и непокретних објеката;
- Опасност од покретних подсклопова транспортера и
- Механичке опасности.



Слика 8.8.: Потенцијална мјеста повређивања на тракастим транспортерима (Новак Д. Милошевић, Драгутин В. Јовановић, Управљање ризицима при руковању тракастим транспортерима, Београд УДЦ: 005.334:658.286.2, DOI: 10.5937/техника1602298М ТЕХНИКА – МЕНАЏМЕНТ 66 (2016) 2)

Према статистици, најчешће локације на којима долази до повређивања радника код тракастих транспортера су:

- 48% - између бубњева (погонских, затезних, отклонских) и траке;
- 13% - између носећих или повратних ваљака и траке;
- 13% - у другим областима транспортера;
- 26% - остало (пад на транспортер, пад терета са траке итд.)

- Такође, према статистици, повреде на тракастим транспортерима се дешавају при следећим активностима:
- 23% - чишћење различитих елемената транспортера (бубњеви, трака, ваљци) од налепљеног материјала;
- 20% - радовима на одржавању транспорта;
- 12% - уобичајним радним активностима – нпр. сортирање или паковање које се врши у окружењу транспортера;
- 45% - остало (одржавање или чишћење око транспортера итд.)

Непосвећивање довољно пажње безбједности, односно заштити на раду приликом употребе тракастих транспортера, као последицу има стварање неповољних услова рада, одакле и проистичу незгоде на раду. Оне се јављају перманентно као потенцијални извори и узроци бројних негативних посљедица. У зависности од тога да ли се неповољни услови рада одражавају на живот и здравље радника или нарушавају континуитет у процесу производње, негативне посљедице условно се класификују на двије основне групе: непосредне и посредне.

Непосредне посљедице због неповољних услова рада одражавају се на животе и здравље радника који раде на руковању тракастим транспортерима, а манифестују се у облику повреда на раду, инвалидности и повреда на раду са смртним исходом. Свака непосредна посљедица неповољних услова рада проузрокује и негативне посредне посљедице које имају економски карактер. Ове економске посљедице погађају, прије свега, радника који је доживио саму повреду, као и његову породицу. Осим овога, њихов негативан утицај одражава се и на резултате привређивања предузећа, као и на друштво у цјелини.

Посредне (економске) посљедице манифестују се у облику губитака и издатака. Губици су посљедица одсуствовања са посла повређених и других радника који су морали да прекину свој рад због настале незгоде на раду (указивање прве помоћи и сл.), због застоја транспортера и смањења производње услед опадања радног морала. Оно што је карактеристично за губитке јесте што се јављају искључиво унутар предузећа и не погађају државне фондове. Дакле само предузећа осјећају посљедице економског карактера. За разлику од њих, издаци се јављају у облику конкретних исплата које се врше у случајевима повређивања и за разлику од губитака, ова врста издатака не терети само предузеће, већ, знатним дијелом, и друштвене фондове ван производње, као што су фондови пензијског и инвалидског осигурања, фондови здравственог осигурања, фондови осигуравајућих кућа и сл.

Опасности у раду са транспортерима

Сагледавањем економског карактера који прати неповољне услове рада и незгоде који проистичу из њих, јасан је знак колику пажњу је потребно посветити аспектима заштите на раду. Први корак у томе јесте сагледавање опасности при раду са овим средствима унутрашњег транспорта. Карактеристичне повреде на тракастим транспортерима, било да су они стационарни или покретни, догађају се на следећи начин:

- Излагањем опасностима од покретних елемената погонских механизма транспортера (слика 2);
- Захватањем дијелова ијтела радника током манипулације и опслуживања транспортера;
- Захватањем дијелова тијела радника током чишћења траке транспортера;
- Пригњечењем тијела радника при пролазу поред транспортера услед недостатка слободног простора;
- Упадањем у лијевке за истовар материјала са транспортера;
- Падом радника са транспортера при редовном одржавању или ванредној интервенцији;
- Падом радника услед недозвољеног кретања по траци транспортера;
- Падом транспортованог материјала, са траке транспортера, на радника који се налази на нижем нивоу;
- Струјним ударом на транспортерима на електрични погон,
- Захватањем руке радника при чешћењу бубња док се трака налази у покрету;

- Захватањем дијела тијела радника на мјесту за предају материјала између тракастог транспортера и транспортера са ваљцима;
- Опасност од покретног терета;
- Пуцањем траке транспортера;
- Одбацивањем траке и терета;
- Спадање траке при раду и др.

Обезбеђивање одговарајућих мјера заштите подразумијева активности које се могу планирати на краткорочном или дугорочном плану за разлику од трошкова који проистичу због неповољних услова рада, који се могу предвидјети и планирати и због тога додатно добијају на значају. У том смислу технички руководиоци рудника имају законску обавезу да израде Упутства за безбједан рад и одржавање транспортера са тракама, у којима ће детаљно описати све процедуре и правила понашања радника на управљању и државању : покретање и заустављање транспортера, прелажење транспортера, рад код претоварних мјеста, рад и одржавање транспортера при ниским температурама, правилно оптерећивање трака, услови обустављања рада (јаки вјетрови и сл), превентивно прегледање, подешавање кочница, редуктора, контрола ваљака, спојница, погонске станице, металних дијелова и онструкција, затезне станице, контрола мјеста утовара и истовара, центрираности траке, стања траке, спојева на траци, начини подмазивања и редовног одржавања.

При дужим временским застојима транспортера треба опустити затезни уређај, све до његовог покретања, које треба практиковати најмање једанпут седмично.

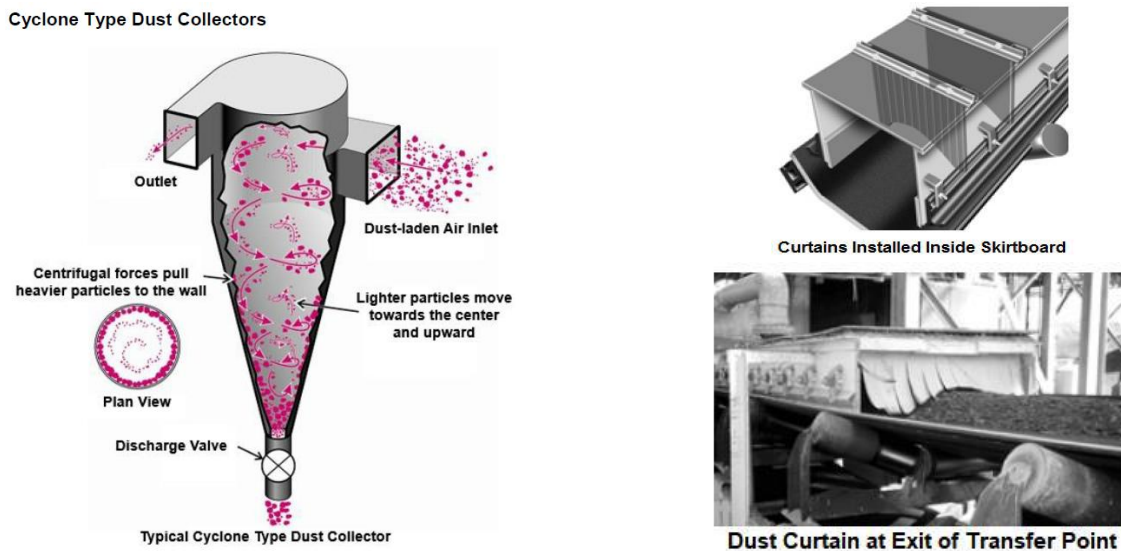
9. ПИТАЊА ЗАШТИТЕ ЖИВОТНЕ СРЕДИНЕ ПРИ УПОТРЕБИ ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКОМ

Према критеријумима заштите животне и радне средине транспортери са траком су најподобније транспортно средство, у односу на сва остала, изузев хидрауличког транспорта.. Они стварају знатно мање буке јер раде мирно. Могу се прекрити разним материјалима, поставити у коридоре (галерије) који пригушују буку, спријечавају разношење прашине и штите материјал и транспортер од дејства атмосферилуја, Тако се спријечава и разношење прашинастих материјала, квашење терета и дијелова транспортера. Све наведено се постиже постављањем транспортера у тунеле. У новије вријеме све чешће се у брдским теренима за њих пробијају тунели одговарајућег пресека ради скраћивања дужине транспортних система, јефтинејег рада, заштите животне и радне средине итд

Трасе транспортера лакше се уклапају у конфигурацију конкретног терена; терен се мање оштећује њиховом трасом и лакше рекултивише, односно враћа у прикладно стање. Њиховим лоцирањем по површини, терен се не деформише трајно . Посебна њихова предност састоји се у томе што нема издувних штетних гасова и расипања угљоводоника.

На мјестима утовара и претовара прашина се може задржати унутар лијевкова њиховим прекривањем, сакупљањем и усисавањем прашине, или из затворених утоварних и претоварних мјеста. Прашина се најефикасније обара орошавањем, стварањем завјесе од распршене воде у ситне честице или пјенасте завјесе. Доток воде под притиском, односно отварање вентила за воду, остварује се механички дејством терета на заокретну преграду или полуку - коју заокреће, односно подиже материјал одређене висине на траци, слика 8.9.

Транспортери постављени у естетски прикладним коридорима могу да пролазе кроз урбанизована мјеста без било каквих штетних посљедица. Запослено особље, које опслужује транспортере, знатно је мање изложено дејству штетних посљедица по њихово здравље и знатно мањим опасностима по њихове животе у односу на остала транспортна средства - посебно у односу на транспорт камионима. Нема опасности од крупних комада или опасности од квара гломазних камиона и вагона.



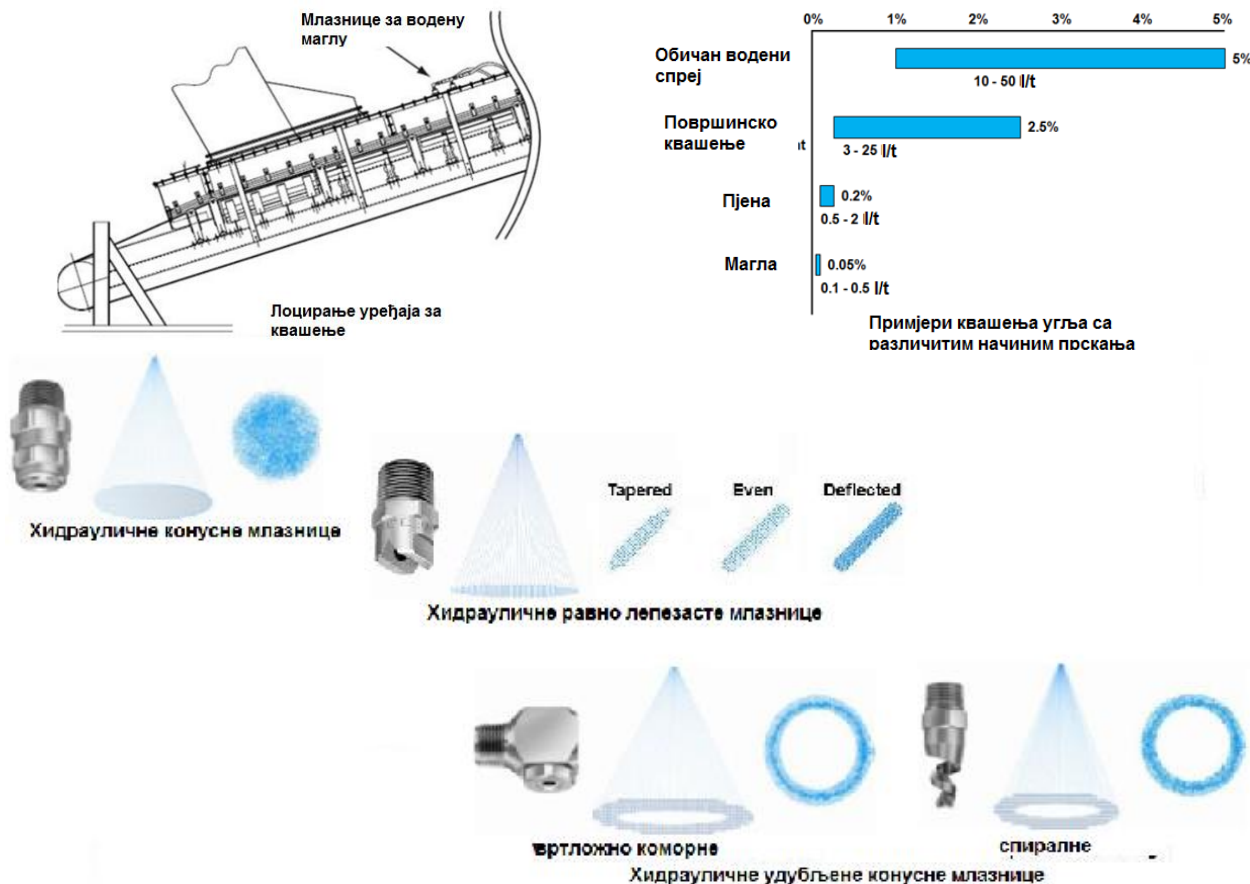
Слика 8.9. Постављање колектора прашине или завјесе на пресипним, утоварним мјестима

Кључ за ефикасну контролу прашине за мокрим прскањем је правилна примјена влаге, пажљива локација млазнице, контрола величине капљица, избор најбољег обрасца распршивања и врста млазнице за прскање, и правилно одржавање опреме, слика 8.9.. Различити системи доступни на тржишту за влажење су:

- Обичан водени спреј
- Спреј за површинско квашење
- Спреј за водену пјену

- Спреј за водену маглу.

Избор начина квашења зависи од врсте материјала са којим се рукује и његове хигроскопности, па је битно квашење вршити у складу са тим. Примјер угља је наведен на слици 8.9.



Слика 8.9. Локације постављања, утицај на квашење материјала и врсте млазнице за квашење материјала

9.1. ИЗБОР ТРАНСПОРТЕРА СА ТРАКАМА

Предности употребе транспортера се огледају у анализи технологије рада транспортне траке, која се показала се као ефикасан и јефтин начин транспорта. Иако су инвестициони трошкови високи а флексибилност организације производње мања од нпр. камионског начина транспорта, транспортни системи са тракама нуде бројне предности:

- Способност транспорта на велике удаљености.
- Континуирана производња.
- Висок капацитет.
- Мањи утицај на животну средину.
- Ниски трошкови рада и одржавања.

Транспортери новијих генерација од компактног језгра, спиралних и пластичних хибридних трака имају широку примјену у смислу радних услова. Транспортне траке имају потенцијал да раде са 98% енергетске ефикасности и много мање доприносе трошковима енергије за руковање материјалом. Камионски транспорт утиче на вишеструке веће негативне утицаје и могућност стварања киселих киша а транспортери утичу на глобално загађивање више од претходног.

Приликом избора транспортног система постоје бројни фактори које треба узети у обзир:

- боље искориштавање радне снаге,
- пружање флексибилности производа,

- повећање продуктивности,
- смањење времена испоруке,
- смањење трошкова руковања,
- повећана ефикасност протока материјала и
- побољшање производног процеса

Процес доношења одлука треба да користи вишекритеријумски приступ. Многе сложене аналитичке методе, као што је аналитички хијерархијски процес, постоје за овај тип вишекритеријумског одлучивања, а апликације у рударској индустрији објашњавају једноставно вишекритеријумским анализама процеса лакше и једноставније избор примијене у различитим варијанатама/поставкама транспорта у пројектима, без употребе сложене матрице алгебре или других алата и система. Процјена приликом избора транспортног система се фокусира на сљедећа основна питања:

- Колико су поуздани? Који је степен техничког ризика у пословном контексту?
- Који ниво флексибилности нуде?
- Колико су ефективни капитал?
- Које приносе указује биланс капитала и оперативни трошак?

У савременој рударској пракси **еколошки и социјални утицаји пројеката** морају се разматрати заједно са традиционалним техничким и економским аспектима када се оптимизирају пројекти транспортних система за рударство, и циљ оптимизације избора транспорта се заснива на:

- Минимизовању капиталних и оперативних трошкова током радног вијека система
- Оптимизовању оперативности система
- Минимизовању еколошких посљедица рада система
- Максимизовању еколошких предности усклађивања система
- Минимизовању сигурносних ризика рада система.

Сходно томе процјене приликом избора транспортног система подразумевају:

- поузданост и флексибилност те утицај система транспорта материјала на укупан систем пројекта (потрошња енергије, воде, запослени, залихе, доступност и одржавање)
- Нето садашњи трошак (NPC) - економска профитабилност и поврат инвестиције у основи свих рударских пројеката, анализа оперативних, капиталних и одрживих капиталних трошкова,
- Процјена безбједности, здравља и животне средине.

Овдје наводимо један примјер у којем је било неопходно извршити избор транспортног система на капацитету од око 7×10^6 тона материјала. При анализи животне средине, здравља, сигурности и социјалне политике током избора транспортног система потребно је вршити процјену у којој се ради упоредна анализа са другим видовима транспорта нпр. утицаји и ризици камионског, жељезничког транспорта. Користе се четири категорије параметара:

- животна средина,
- здравље и сигурност,
- социјални утицаји и
- рекултивација и затварање површинског копа.

Утицај на животну средину – Анализирајући негативне утицаје технолошке фазе транспорта потребно је утврдити нпр. ниво буке, емисије штетних гасова и др.

Овдје наводимо примјер упоређивања нивоа буке при раду конвенционалног тракастог транспортера, са капацитетом до 10000 t/h и брзине кретања траке до 5 m/s, и она се креће између 113 dB (A) и 119 dB (A) на 100 м дужине. Транспортери "ниске буке" раде на нивоима до 101 dB (A) на 100 м. Са друге стране нивои буке при раду камиона примјера компаније "Komatsu", носивости око 70 тона изнесу до 119 dB (A) и 117 dB (A) за камионе Cat 777. Очекивани нивои буке за жељезнички саобраћај су испод ових нивоа.

Емисије угљен-диоксида (CO₂) из система транспортног трака смањене су факторима у распону од 1,2-1,4 kg/t km у односу на транспорт камиона. За удаљеност- транспортну дужину од 35 км и годишњу производњу од око 7 милиона тона, то представља потенцијално смањење емисије SO₂ од 289 800 до 338 140 т годишње.

Питања здравља и сигурности - Транспортери са тракама се могу контролисати и управљати даљински из централне контролне собе, чиме се смањује број радника на терену из могућих ризичних подручја. Смањен је ризик од ноћних несрећа. Пјешаци су у опасности са опцијом употребе камиона у већој мјери него скод опције транспортера. Потенцијални ризици од неовлашћеног приступа су стога нижи. Транспортне траке захтјевају значајну количину топлоте за запаљење а када се запале пожар се не може лако контролисати. Траке имају могућности самосталног сагоријевања и ову чињеницу можемо навести као недостатак трака.

Социјални утицаји - Недостатак из социјалне перспективе је да су транспортни системи мање радно интензивни од камиона и захтјевају отприлике само једног радника-извршиоца на 1 km процеса транспорта . Ово се рецимо може процијенити да отприлике на тракама ради око 40 % радника потребних за транспорт камионима. Овај недостатак је компензован нижим потенцијалним друштвеним утицајима .

Затварање и рекултивација -Транспортери могу имати стрмије трасе у односу на камионе и жељезницу и тиме се смањују потребе земљних радова и заузимања простора, што је већ раније и наведено као предност овог начина транспорта. Континуална технологија транспорта може да има нагибе трасе до 35 °, док су камиони ограничени на нагибе не веће од 10 °. Смањено заузимање простора у коначном смањује потребе рекултивације при затварању рудника.

Камиони имају веће емисије CO₂ и прашине, имају веће трошкове рада (због већег броја радника), захтјевају више трошкове одржавања (док транспортери имају и дужи вијек трајања и експлоатације) и камиони имају висок ниво буке . Све ово представља значајну предност транспортера са тракама у поређењу са камионским транспортом из еколошке, социјалне и здравствене/сигурносне перспективе.

Зато се може направити један генерални упоредни преглед по свим наведеним критеријумима између транспортера са тракама и камионског транспорта, који сликовито говори о основним предностима транспрта употребом тракастих транспортера и овакав однос вриједи у свим случајевима када се ради о производњи која својим количинама материјала, приходима, условима рада, омогућава реално веће инвестиционе трошкове код транспортера.

Табела 9.1.

Критеријум	Транспортер са траком	Камион
Оперативност		
Потрошња горива и енергије	Предност	
Доступност, одржавање		Предност
Прилагодљивост		Предност
Радна снага	Предност	
Економски аспекти	Предност	
Нето садашњи трошкови	Предност	
Безбједност, здравље, заштита животне средине		
Заштита жив. средине	Предност	
Здрављеи безбједност	Предност	
Социјални утицај	Предност	
Затварање, рекултивација	Предност	

Извор: P. KlugeI; D. LimpitlawII; W. Swanepoel: „ Ore transport system selection for the Sintoukola potash project in the Republic of Congo“ , Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy ;On-line version ISSN 2411-9717 ;Print version ISSN 2225-6253; J. S. Afr. Inst. Min. Metall. vol.117 n.11 Johannesburg Nov. 2017

Количина издвојених гасова зависи од врсте горива и процеса сагоријевања. Процјена емисије производа сагоријевања (издувних гасова) извршена је на основу планираног капацитета производње, пројектоване механизације и утрошка дизел горива. У табели 9.2. дате су вриједности емисије производа сагоријевања у атмосферу у kg загађујућих материја на 1000 l дизел горива (US EPA, 1998).

Табела 9.2.: US EPA емисије полутаната за различите типове рударске опреме (kg/1000 l горива)

Тип опреме	CO	NO _x	SO ₂	VOC _s
Булдозер	14,73	34,29	3,74	1,58
Камион	14,73	34,29	3,73	1,58
Утоваривач	11,79	,5	3,74	5,17

С обзиром да пројектовани годишњи капацитет копа износи око 300.000 m³с.м., то је фонд радних часова опреме око 8707 часова, из чега произилази да ће укупна потрошња дизел горива на годишњем нивоу износити око **290.000 kg** (поглавље 2.2.3.3).

У табели 9.3. су дате израчунате процијењене укупне количине емисија производа сагоријевања на годишњем нивоу.

Табела 9.3. Процјена укупних количина производа сагоријевања на годишњем нивоу

Енергент	Производи сагоријевања, kg/god.			
	CO	SO ₂	NO _x	VOC _s
Дизел гориво D-2	4 640	1178	11 025	874

Познато је да се приликом минирања, последије експлозије, може образовати знатна количина гасова. Ако је експлозив имао позитиван или нулти биланс кисеоника, и ако се разлагање вршило при нормалној експлозији, гасови који настају су азот, угљен диоксид, водена пара и евентуално нешто кисеоника. Сви гасовити продукти детонације експлозива на површинским коповима се врло брзо емитују у атмосферу или реагују са кисеоником или водом (воденом паром, маглом, кишом). Гасови заостали у одминираној гомили такође брзо исплињавају, тако да већ последије један сат концентрација пада на дозвољени ниво у зони радног мјеста руковаоца машинама за утовар или одвоз одминираних материјала. Састав гасних продуката последије минирања не зависи само од хемијског састава експлозива, већ и од облоге патроне експлозива, услова минирања, физичког стања експлозива, карактеристика стијена, зачепљења и др. У табели 9.4. дата је просјечна емисија гасова испитиваних комерцијалних експлозива.

Табела 9.4.: Фактори емисије прашице у зависности од типа активности и опреме, према National Pollutant Inventory (1999.)

Активност/ опрема	Јединица	Емисија
Бушење	kg/buš.	0.31
Булдозер	kg/h	4.0
Камион	kg/t	0.004
Кретање камиона	kg/km	0.4
Транспортери са траком	kg/t	0.002
Утовар са гомиле	kg/t	0.013
Ерозија вјетра	kg/ha/h	0.2

Квалитет ваздуха је прописан Правилником о квалитету ваздуха (Сл.гласник РС бр.39/05) којим су одређене граничне вриједности квалитета ваздуха и циљне вриједности квалитета ваздуха, те прагови упозорења/границе узбуње за правовремено дјеловање у случају краткотрајних појава недозвољено загађеног ваздуха.

Табела 9.5.: Граничне вриједности ваздуха-ГВВ у циљу заштите здравља људи

Загађујућа материја	Период узорковања	Просјечна годишња вриједност ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	Висока вриједност ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)
SO ₂	1 час	90	500 ¹
SO ₂	24 часа	90	240 ²
NO ₂	1 час	60	300 ³
NO ₂	24 часа	60	140 ²
ЛЧ 10	24 часа	50	100 ²
УЛЧ	24 часа	150	350 ²
Дим	24 часа	30	60 ²
СО	8 часова	-	10.000
О ₃	8 часова	-	150 ⁴

- ¹ Не би требало да буде прекорачена више од 24 пута у календарској години

- ² Не би требало да буде прекорачена више од 7 пута у календарској години

- ³ Не би требало да буде прекорачена више од 18 пута у календарској години

- ⁴ Не би требало да буде прекорачена више од 21 пут у календарској години

Већина свјетских норматива из ове области дефинише граничне вриједности аерозагађивача и у односу на биљке и материјале. Са становишта пољопривредних култура, гдје је проблематика аерозагађења у односу на биљке доминантно изражена, сматра се да су све врсте биљака заштићене за концентрације азотдиоксида од 0,02 mg/m³ (дуготрајна вриједност) и 0,10 mg/m³ (краткотрајна вриједност).

Негативни утицаји у случају сумпордиоксида могу се очекивати за концентрације од 0,60 mg/m³ с тим што се мора нагласити да посебно осјетљиве биљке захтијевају граничну вриједност од 0,25 mg/m³. Наведене вриједности односе се на краткотрајне концентрације.

II ХИДРАУЛИЧНИ ТРАНСПОРТ

УВОД

Овај дио уџбеника се бави релативно проблематиком дефинисања основних конструктивних елемената система хидрауличног транспорта као и процедуром прорачуна и избора пумпе за транспорт хидромјешавине. Обрада је прилагођена потребама студената Рударског факултета у Приједору али других студената и рударских инжењера који се баве овим видом транспорта. Намјерно нису приказивани детаљи опреме и прорачуна који су више везани за области електротехнике и машинства и из тог разлога је пажња дата на обраду карактеристика расутих материјала, воде и хидромјешавине јер се добрим познавањем тих карактеристика и њиховим дефинисањем може прорачуном и избором доћи до праве пумпе.

У овом поглављу су дате основни подаци и знања из области хидраулике, реологије, припреме минералних сировина, машинства и сл. Препоруке је да се код озбиљнијих инжењерских проблема и радова користе и материјали и књиге који детаљније обрађују питања хидраулике, реологије и припреме минералних сировина.

Хидраулички транспорт минералних сировина је комплексна техничка операција која захтјева познавање и разумијевање многих техничко-технолошких параметара да би се систем оптимално пројектовао, извео и користио у складу са захтјевима и параметрима траженог технолошког процеса транспорта. Дефинисање потребних техничко-технолошких параметара система за хидраулички транспорт минералне сировине, по правилу, је у надлежности онога ко систем опслужује и експлоатише а то су најчешће инжењери рударства. То изискује што прецизније дефинисање технолошких параметара везаних за карактеристике минералне сировине, носећег флуида и саму хидромјешавину што касније омогућава лакше и прецизније дефинисање осталих процесних параметара и избор оптималне опреме унутар хидрауличног транспортног система. Хидротранспорт или хидраулички транспорт је примјењена техничка дисциплина која проучава пренос расутих материјала помоћу воде или мјешавине неког другог флуида и воде. Хидраулички транспорт минералних сировина се углавном базира на теоријским и научним достигнућима хидраулике и реологије.

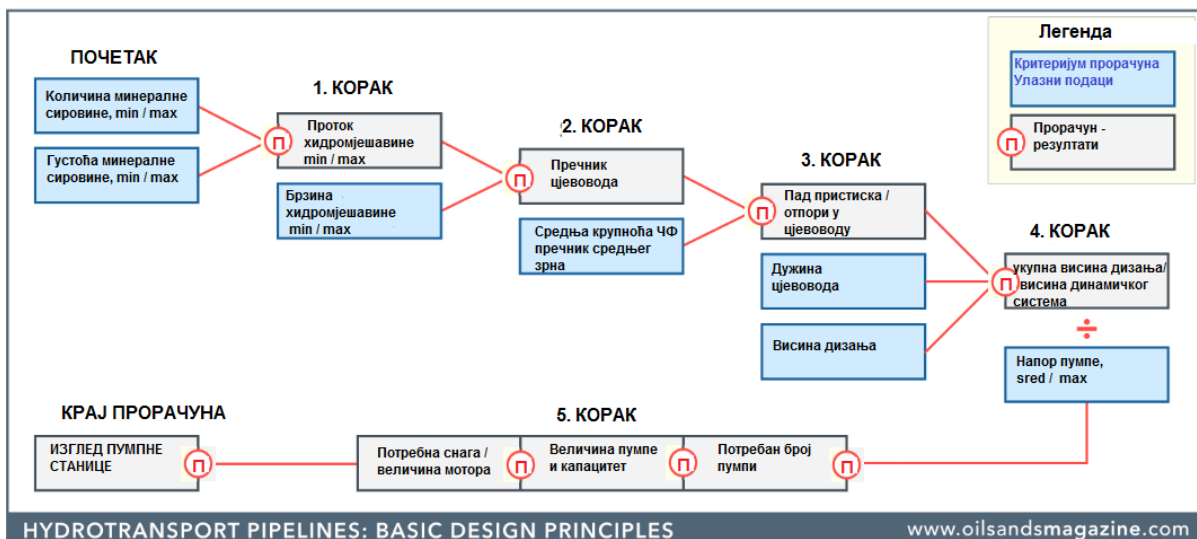
Хидраулика је примјењена механика флуида која проучава облик и законе мировања и кретања течности. За проучавање хидрауличног транспорта нарочито је важно познавати законе које проучава хидромеханика. Хидромеханика се бави изучавањем закона кретања течности тј геометрије кретања течности и сила које дјелују на флуид,

Реологија је наука која проучава протицање и деформацију материје у релацијама: сила - деформација - вријеме.

У склопу прорачунавања конструктивних елемената хидрауличног транспорта своје мјесто има и избор и прорачун цјевовода. Инсталација цјевовода у процесним и енергетским постројењима одавно се не своди на пуко повезивање тачке А с тачком Б. Заједно с модерним технологијама производних процеса развијен је и пратећа индустрија која на тржиште пласира нове, боље и специјализиоване материјале. Одговоран и способан инжењер, уз добро познавање оваквих материјала мора овладати и познавањем важећих стандарда и прописа и тек када су испуњени сви ови услови, може започети поступак пројектовања хидрауличног транспорта и цјевовода. На темељу задатих података о намјени, медију, брзинама протока, притиску, температурним и временским условима на одређеној локацији, као и физичком смјештају цјевовода, врши се избор димензија, одговарајућег материјала и трасе. Такође се прорачунава број, смјештај, врста и начин учвршћења система носача, те израђује план распореда цјевовода по појединим носачима. У сваку озбиљну документацију, уз прорачун и технолошке схеме, припадају и технички цртежи појединих секција као и одговарајуће технологије заваривања. Тако састављен пројект хидротранспорта заправо је резултат тимске сарадње који ће бити гаранција дугогодишњег поузданог рада. Прорачун принудног хидрауличног транспортног система најчешће се назива "прорачуном пумпе", мада практично подразумијева прорачунавање и дефинисање и осталих елемената система (цјевоводи, арматура, погон итд.). Дефинисање и избор елемената система за транспорт хидромјешавине подијељен је у више фаза. Систематизацијом тих фаза и активности унутар сваке од њих бавило се више научника. Те систематизације су се нарочито

правиле ради коришћења код пројектовања и изградње хидрауличких транспортних система на велике даљине. Међутим, њихова свеобухватност и прегледност олакшава послове и када се ради са системима за транспорт на кратка растојања. Систематизација послова и активности на дефинисању хидрауличног транспорта се у основи може урадити на следећи начин, слика 10.1:

- Разматрање процесних параметара – што подразумева дефинисање хидрауличких параметара (избор носећег флуида, избор оптималне крупноће и концентрације минералне сировине, одређивање минималне брзине транспорта, одређивање губитака), дефинисање ерозије и корозије, дефинисање абразивности, одређивање оперативних параметара (услова за старт и заустављање, одређивање оптималног нагиба), одређивање степена додатног уситњавања материјала за транспорт
- Разматрање машинских елемената – избор типа пумпе, избор локација и броја пумпних станица, избор типа погона и избор трасе;
- Дефинисање аутоматске контроле – избор степена аутоматизације, разрада система аутоматизације; дефинисање начина вибрација и пулсација;
- Разматрање економских фактора – одређивање инвестиционих улагања, дефинисање оперативних трошкова, оптимизација величине цјевовода и трошкова енергије;
- Дефинисање оперативних процедура – избор и начин рада, израда процедура покретања и заустављања, израда процедура при хаваријама, дефинисање потребне радне снаге,



Слика 10.1 Основни принципи и кораки при пројектовању хидрауличног транспорта

Горе наведене активности показују да реализација система хидрауличног транспорта минералних сировина захтева ангажовање стручњака из више области. Поред инжењера рударства неопходно је ангажовање инжењера машинства, грађевинарства, геодезије, електротехнике, аутоматске регулације, технологије, хидрауличара и економиста. Тако формиран стручни тим треба да обезбиди несметано функционисање технолошког процеса.

10. КАРАКТЕРИСТИКЕ ХИДРАУЛИЧКОГ ТРАНСПОРТА

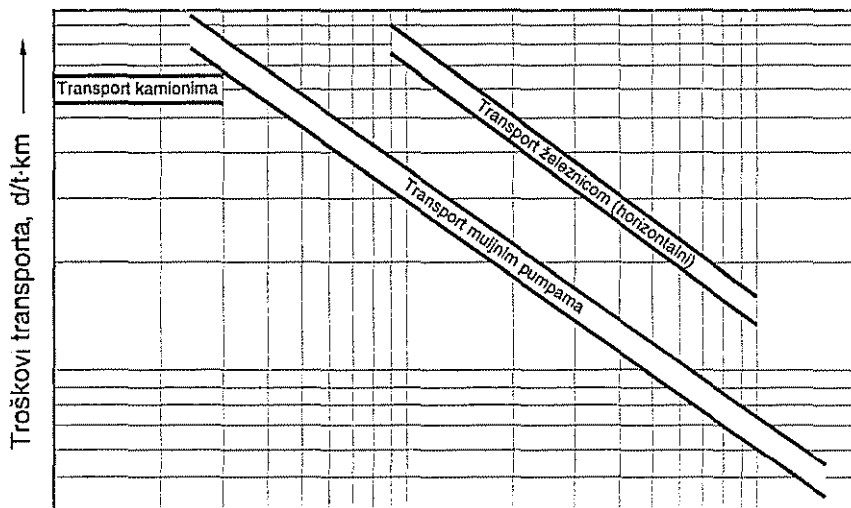
Основне карактеристике хидрауличког транспорта могу се исказати кроз четири следече особености: поузданост, економичност, повољност односа инвестиционих и експлоатационих трошкова и потпуна прихватљивост са еколошког аспекта.

У индустријским условима **поузданост** неког система је основа успостављања уређеног и контролисаног технолошког система. Како је транспорт незаобилазна веза између појединих сегмената технолошког процеса то се висока поузданост сматра основом доброг система. Високој поузданости доприноси и правилно усмјеравање транспорта као сервисног система који опслужује и који се прилагођава захтевима технолошког система, Добро пројектовани и изведени системи за хидраулички транспорт имају поузданост рада 98%. Доброј поузданости придонио и мала могућност кварова с обзиром да је опрема просте изведбе, робусна и прилагођена потребама. Транспортне машине су, по правилу, јефтине што, најчешће, омогућава успостављање два паралелна система, од којих је један радни, а други резервни. На мјестима где се захтјева апсолутна поузданост (нпр., евакуација пепела и шљаке из термоелектрана) уграђују се, чак, три паралелна система, од којих је један радни, други резервни, а трећи у ремонту.

Економичност хидрауличких транспортних система не огледа се само у ниској цијени опреме већ и у великој флексибилности која се може постићи при трасирању цевовода. Наиме, цјевоводи трпе кривине и у хоризонталној и вертикалној равни, а потребни полупречници кривина су знатно мањи него код других транспортних система. Економичност се огледа у могућности укопавања цјевовода при чему се у потпуности елиминишу не мали трошкови експропријације земљишта. Тако нпр. простор потребан за трасирање две транспортне траке ширине 1000mm и дужине 1000 m је око 1 ha. Надземно постављање цјевовода за исти капацитет тражи експропријацију око 0,6 ha, а када се цјевовод укопа експропријација није потребна. Према важећој законској регулативи као надокнада за експроприсано земљиште плаћа се вриједност хиљадугодишњег катастарског прихода. По правилу, транспортна опрема је, по габаритима, мања што доприноси економичности при изградњи грађевинских објеката, а флексибилност у погледу климатских и атмосферских услова под којима ова опрема ради доприноси економичности експлоатације. Енергетски је хидраулички транспорт веома повољан јер се, посебно на велике даљине, с најмање потрошене енергије може транспортовати највише суве масе. На слици 10.2. дат је дијаграм који илуструје однос трошкова воза, камиона и цјевоводног транспорта при транспорту угља.

Однос између инвестиционих и оперативних трошкова, код правилно пројектованог и изведеног хидрауличког транспортног система, је 70% : 30% посматрано за цијели вијек једног транспортног система који обично износи 20-25 година. Дакле, инвестициони трошкови су више од 2 пута већи од оперативних. Код система код којих су оперативни трошкови већи, или много већи, од инвестиционих запажа се битан утицај инфлације, посебно непланирано велике или хиперинфлације, која може довести до потпуно некономичне експлоатације већ изграђеног система. Код система за хидраулички транспорт то није случај. Како се гро укупних трошкова мора поднети на почетку експлоатације (када се ради и студија исплативости) то се исплативост експлоатације може прецизно дефинисати без да касније "дивљање" инфлације угрози економичност рада овог система.

Анализе кретања цијена основних дијелова транспортног система у односу на инфлацију и дефлацију на светском тржишту показују да нема директне зависности између укупног кретања цена и цена делова транспортног система. Односно, опште повећање цена на тржишту не доводи и до повећања цена делова транспортног система, или имају различити ниво повећања. Истовремено, опште смањење цијена не доводи и до смањења цијена транспортних машина и уређаја.



Слика 10.2. Релативни однос трошкова различитих вида транспорта.

Еколошка прихватљивост хидрауличног транспорта огледа се кроз утицај на све еколошке системе који нас окружују: земља, вода и ваздух. Негативни утицај на ваздух је потпуно искључен јер су минералне сировине које се транспортују у сваком тренутку оквашене и потопљене па је аерозагађење потпуно искључено. Утицај на воде, површинске и подземне, је минималан било да се транспорт обавља у затвореном систему (кроз цјевовод) било у отвореном (кроз канал). Минималан утицај се огледа кроз малу вјероватноћу пуцања или хаварије цјевовода кроз који се хидромјешавина транспортује, односно кроз довољно велико повећање површине попречног пресека канала. У односу на околину, веома повољно дјелује и укопавање цјевовода чиме се осјетно умањује опасност од изазивања намјерне хаварије или случајног оштећења цјевовода. Када се искључи негативно дјеловање на претходна два еколошка система, а уз сазнање да су габарити цјевовода минимални и да се може укопати, онда је јасно да је утицај хидрауличног транспортног система на околину минималан.

Као и сви реални технолошки системи, тако и хидротранспорт има своје мане. То су, у првом реду:

- захтјеви уситњавања чврсте фазе,
- захтјеви за одводњавањем на крају транспортне трасе и
- потрошња воде, као транспортног флуида.

Претходно уситњавање минералне сировине је, по правилу, услов да се примени хидротранспорт, Транспорт сувише крупних, нпр. дробљених, али не и мљевених материјала, је неисплатив због потребе одржавања брзине транспорта изнад критичне, што је директно условљено крупноћом транспортованог материјала, па доводи до примјене великих брзина које условљавају изузетно велику потрошњу електричне енергије и изузетно високо хабање оквашених дијелова пумпе, цјевовода и арматуре. За материјале код којих, из било којих разлога, уситњавање није пожељно (нпр. угљан намјењен за тзв. широку потрошњу), или се после уситњавања и завршетка транспорта морају окрупњавати (нпр. руда гвожђа), или је њихово уситњавање скупо, из-бегава се коришћење хидрауличног транспорта.

Крајњи производ, односно производ добијен на крају цјевовода је понекад неупотребљив када је помијешан са водом. Потпуно или делимично уклањање воде (таложењем, згушњавањем, филтрирањем, центрифугирањем, сушењем) је технолошка операција која компликује и поскупљује цјелокупни технолошки процес. Због овога се, по правилу, код сувих технолошких поступака који захтевају да крајњи производ буде сув или са мало влаге избјегава коришћење хидрауличног транспорта.

Хидраулички транспорт, по дефиницији, користи воду као транспортни флуид. У аридним крајевима континуално обезбјеђење довољних количина воде може бити проблематично и скупо, па се потрошња воде узима као једна од мана. Разумије се, у подручјима богатим водом ово не представља ставку која посебно оптерећује пословање и не сматра се маном. Потрошња воде се не сматра маном

ни када се хидраулички транспорт примјењује у склопу мокрог технолошког система, јер укупни губитак воде због транспорта може, зависно од начина одводњавања, бити минималан (испод 10%).

10.1. ЗНАЧАЈ И МЈЕСТО ХИДРАУЛИЧКОГ ТРАНСПОРТА МИНЕРАЛНИХ СИРОВИНА У РУДАРСТВУ

Рударство је мултидисциплинарна струка која се служи многим научним дисциплинама ради остварења стабилне, сигурне и економичне експлоатације минералних сировина. У таквој ситуацији у рударским постројењима, испод и изнад земље, сусрећу се готово сви видови континуалног и дисконтинуалног транспорта. Хидраулички транспорт је ту неизбјежан, дијелом што се вода користи као медијум у којем се врши валоризација минералних сировина, а дијелом што је хидраулички транспорт економски и еколошки повољнији од других видова транспорта.

Од свих грана рударства хидраулички транспорт минералних сировина се највише користи у припреми минералних сировина. Посебно се користи у постројењима у којима се примјењују сложене методе концентрације (нпр. Флотација, гравитациона-магнетна сепарација са прањем руде и др). Овај вид транспорта сусреће се како унутар погона за пренос маса од уређаја до уређаја, тако и ван погона за пренос маса од објекта до објекта, односно концентрата од постројења до топионице и јаловине од постројења до јаловишта.

Широка примјена хидрауличког транспорта минералних сировина доводи до формирања транспортних линија дужине од неколико десетина метара до неколико стотина . Најдужи цјевоводи хидромјешавине у свијету данас су:

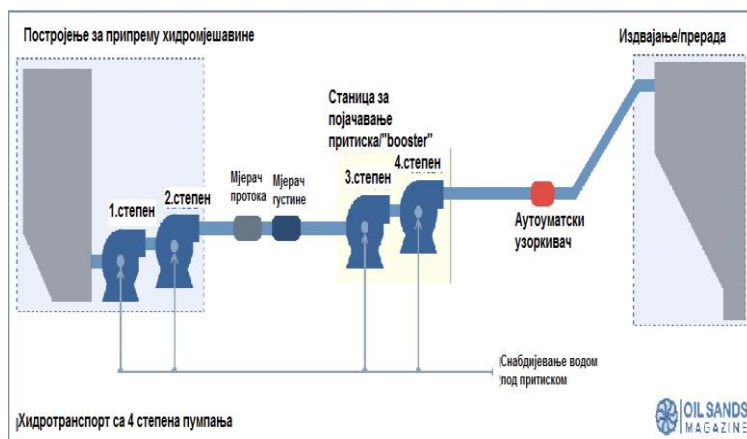
- У САД, *Black Mesa* рудник за хидротранспорт угља, користи цјевовод изграђен 1970. године дужине 441 км или 273 миља, Ариз, Ј.Невада;
- Цјевовод за транспорт угља ЕТСИ, дужине 1675 километара 1036 миља) у Вајомингу, Луизијана;
- Цјевовод за транспорт жељезне руде Минас Рио у Бразилу има дужину 525 км;
- Цјевовод за транспорт жељезне руде у Индији дужине 250 км на релацији Dabuna-Paradeep, компаније ESSAR Steel India;
- Највећи вертикални цјевовод јесте капацитета 10 тона на час а вертикална висина је 318 метара вертикално ,за директну испоруку емулзионог експлозива подземним рудникуи Јужноафричкој републици.

(www.britannica.com/place/Black-Mesa-pipeline; www.miningweekly.com/article/longest-vertical-pipeline-en.wikipedia.org/wiki/Slurry_pipeline)

На просторима западног Балкана најчешће се сусрећу транспортни системи мање дужине, а најдужи је систем за транспорт самљевене руде бакра на руднику Церово, код Бора (13,3 km).

Хидраулички транспорт није везан за поједине минералне сировине већ се користи и за транспорт металних, неметалних и енергетских минералних сировина. По правилу унутар једног постројења сусрећу се и принудни хидраулички транспорт помоћу муљних пумпи, и гравитацијски транспорт. Од транспортних средстава сусрећу се цјевоводи и канали. Транспорт кроз цјевоводе је и принудни и гравитацијски, а кроз канале искључиво гравитацијски.

Тешки услови рада и велики обим примјене довео је до развоја специјалних пумпи, цјевовода и арматуре која је у свему прилагођена условима који владају у рударској привреди. Због тога је опрема која служи за хидраулички транспорт минералних сировина робусна, просте израде, нешто ниже ефикасности и прилагођена је за рад у најтежим климатским и атмосферским условима, за брзо и лако опслуживање и одржавање. Честе измјене у квалитету и квантитету минералне сировине и њене мјешавине са водом захтјевају велику флексибилност од транспортних машина које се користе. Пумпе, цјевоводи и арматура која се користи, по правилу су прилагођени таквим условима.



Слика 10.3. :Примјер конфигурације хидрауличног транспорта са 4 степена пумпања

11. ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ МИНЕРАЛНИХ СИРОВИНА, ВОДЕ И ХИДРОМЈЕШАВИНЕ

Три фазе - течна, чврста и гасовита - се сусрећу у хидрауличком транспорту минералних сировина. Течну фазу, по правилу, представља вода (свјежа или повратна). Изузетак се среће при транспорту угља, на велике даљине, ради директног сагорјевања у термоелектранама гдје течну фазу чини мјешавина воде и нафтних деривата. У новијим истраживањима проучавају се услови формирања "течне фазе" мијешањем ситних (глиновитих) материјала и воде који формирају хомогену мјешавину помоћу које се врши транспорт крупнозрних материјала. Чврсту фазу представља минерална сировина (руда, концентрат, јаловина) због које се транспорт и организује, а гасовиту фазу ваздух који се на разне начине, иако непожељан, сусреће у мјешавини воде и минералне сировине. Проучавање услова хидрауличког транспорта, дакле, мора започети проучавањем сваке од фаза посебно и, разумије се, њихове мјешавине. Свака од ових фаза је дефинисана одређеним параметрима који условљавају избор шеме транспорта, транспортног уређаја, његове величине, типа и сл.

11.1. КВАЛИТАТИВНО ДЕФИНИСАЊЕ МИНЕРАЛНИХ СИРОВИНА

Сваку минералну сировину треба дефинисати квантитативно и квалитативно. У овом дијелу књиге ћемо извршити квантитативно дефинисање чврсте фазе-минералне сировине што подразумијева одређивање номиналне, максималне и минималне количине минералне сировине коју треба транспортовати.

Квалитативно дефинисање у смислу одређивања физичко-механичких и хемијско-минералних карактеристика је приказано у поглављу 1 овог уџбеника .

Количина минералне сировине се, по правилу, дефинише шемом кретања маса коју ради пројектант технолошког процеса припреме одређене минералне сировине. Уколико се хидраулички транспорт прорачунава ван осталих радова на постројењу за ПМС количину минералне сировине задаје инвеститор, односно наручилац прорачуна или анализе. За хидраулички прорачун битно је познавати номиналну, максималну и минималну количину минералне сировине.

Номинална количина представља количину коју треба транспортовати при просјечном раду неког постројења. При раду са номиналном количином минералне сировине и при пројектованом временском коришћењу постројења остварује се пројектовани годишњи капацитет рудника, Већ из дефиниције је јасно да ће постројење, при исказивању у краћим временским периодима (t/h, t/min, t/s), најријеђе радити са номиналном количином. У пракси, добро пројектована постројења најчешће раде са количином која је приближно једнака номиналној.

Максимална количина је највећа количина коју пројектовано или изведено постројење може да преради. Како се тежи максималном искоришћењу уграђене опреме то је повећање обима прераде најчешће везано за промене карактеристика минералне сировине (нпр. тврдине, крупноће и сл). Максималну количину минералне сировине задаје пројектант технолошког процеса или инвеститор. У односу на номинално постављени капацитет повећање је обично око 10%, реде до 20%.

Минимална количина је најмања количина минералне сировине која ће се прерађивати при наиласку екстремно тврде руде или при наиласку максимално загађене руде, односно она најмања количина минералне сировине при којој се исплати рад постројења. И ову количину задаје пројектант постројења за ПМС или инвеститор, У односу на номиналну количину минимална је, обично, мања за 20х-30 %.. Уколико се деси да је позната количина хидромешавине, њена густина и масена концентрација чврстих честица могуће је израчунати количину минералне сировине по следечем обрасцу (11.1.):

$$Q = P \frac{\gamma_p C_m}{\gamma_o 100} \quad (11.1.)$$

11.2. ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ВОДЕ

Вода, по правилу, као најприступачнија и најјефтинија, представља течну фазу у готово свим видовима хидрауличног транспорта на постројењима за припрему минералних сировина и рударству. Основне карактеристике воде битне за хидраулички транспорт су: квалитет, густина, стишљивост и вискозитет.

11.2.1. Квалитет воде

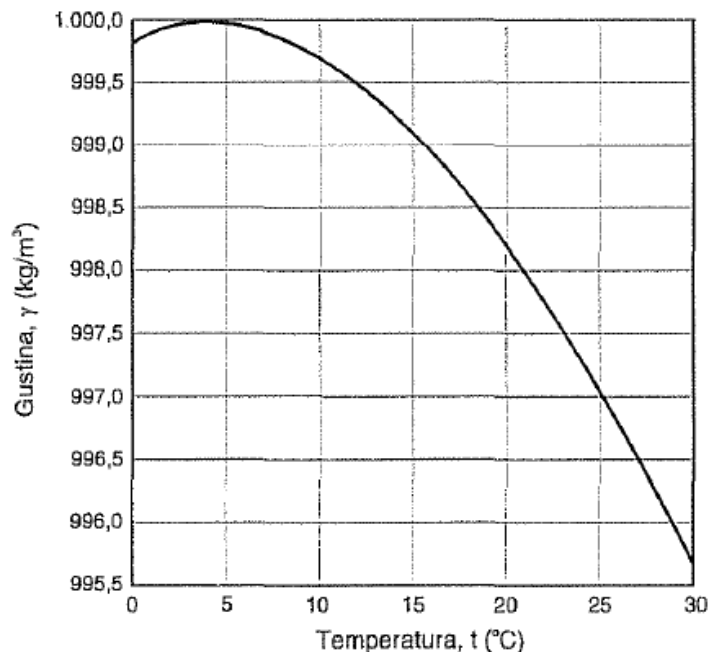
С аспекта хидрауличног транспорта квалитет вода се сагледава преко два параметра: механичка запријаност и рН вриједност. Вода, која се користи за хидраулички транспорт, треба да буде ослобођена механичких примјеса. Уколико је, технички и економски, неисплативо њено механичко пречишћавање транспорт се може обавити са непречишћеном водом, али уз јасно сазнање да у фази транспорта неће доћи до пречишћавања. Ако присутне механичке примјесе могу да мијењају карактеристике минералне сировине коју вода транспортује или хидромјешавине тада се вода прије коришћења мора пречистити.

Други параметар рН вриједност воде битно одређује услове транспорта. Наиме, ако је рХ вриједност воде испод 8,5 (кисела, неутрална и благо базична) стварају се услови за негативно дјеловање корозије па је потребно примјенити киселоотпорну опрему. Ако је рН вриједност изнад 8,5 тада није неопходно предузимати неке посебне мјере заштите.

11.2.2. Густина

Густина представља масу јединице запремине. Густина дестиловане воде на температури од 4°C је 1000 kg/m³. На нижим и вишим температурама густина воде је мања. Зависност густине воде од температуре приказана је у дијаграму на слици 11.1. Без обзира на ову промјенљивост при практичним прорачунима увијек се узима да је густина воде 1000 kg/m³.

Ако се као течна фаза користи нека друга течност (карактеристично за транспорт у хемијској индустрији), мјешавина нафте и воде (карактеристично за транспорт крупнозрног угља), **мјешавина фино уситњене минералне сировине** и воде, тј, **хомогена хидромјешавина** (карактеристично за транспорт крупнозрних руда), мјешавина разнородних влакана и воде (у неким карактеристичним случајевима ради смањења отпора струјању хидромјешавине) и томе слично тада је неопходно експериментално одредити густину течне фазе за сваки случај посебно.



Слика 11.1. Зависност густине воде од температуре.

11.2.3. Стишљивост

Свака течност је стишљива, али пружа велики отпор силама које теже да јој смање запремину. Стишљивост се дефинише *Hoоке*-овим законом, који у облику коначних прираштаја има сљедећи облик (11.2.):

$$\frac{\Delta V}{V} = - \frac{\Delta p}{E} \quad (11.2.)$$

Параметар E представља модул еластичности и за воду при притиску од 50 МПа на нормалној температури износи $2-2,15 \times 10^9$ Па. При рјешавању проблема транспорта хидромјешавине, сем код хидрауличног удара, течност се сматра нестишљивом ($E \rightarrow \infty$).

11.2.4. Вискозитет

При струјању реалних флуида долази до трења између слојева течности који се крећу различитим брзинама. При томе долази до неповратног губитка енергије у виду топлоте. *Newton* је силу која се појављује између два сусједна слоја дефинисао као силу пропорционалну релативној брзини помјерања и величини површине додира (11.3.):

$$F = \mu A \frac{v}{x} \quad (11.3.)$$

Гдје је:

- A – површин додира, m^2
- v - Брзина помјерања, m/s ,
- μ -Коефицијент ропорционалности (зависи од природе флуида, температуре, притиска

Коефицијент μ је назван апсолутни или динамички вискозитет. Дјеловањем сила на јединицу површине добије се тзв. напон смицања, па се израз може написати у облику (11.4.):

$$\tau = \mu \frac{dv}{dx} \quad (11.4.)$$

Флуид који се понаша по овом закону назива се њутновски флуид. Поред динамичког познат је и кинематички вискозитет. Веза између ова два вискозитета је сљедећа (11.5.):

$$\begin{aligned} \mu &= \nu \gamma_o \\ \nu &= \frac{\mu}{\gamma_o} = \frac{\mu \cdot g}{\gamma_o} \end{aligned} \quad (11.5.)$$

Вискозитет зависи од температуре воде. При температури воде од $15^\circ C$ динамички вискозитет износи $0,00131$ Pas.

11.3. ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ХИДРОМЈЕШАВИНЕ

Хидромјешавина (користе и изрази хидросмјеша и пулпа) представља мјешавину чврсте и течне фазе, као контролисаних и пожељних супстанци, и, повремено, ваздуха као непожељне супстанце. При дефинисању услова транспорта предузимају се мјере за спријечавање присуства или уклањање ваздуха па се, по правилу, хидромјешавина проучава као двофазни систем (како пулпа означава трофазни систем то тај увријежени израз би требало избјегавати). Параметри који дефинишу хидромјешавину су: количина, густина, концентрација чврсте фазе, рН вриједност, вискозитет, брзина таложења, подложност абразији, ерозији, корозији и инкрустацији.

11.3.1. Количина хидромјешавине

Количина хидромјешавине може бити задата, но, по правилу се она прорачунава на бази познавања количине суве минералне сировине, њене густине и количине воде или масене концентрације. Прорачун се може обавити преко сљедећих образаца (11.6.):

$$P = \frac{Q}{\frac{\gamma}{1000}} + V = \frac{1000 Q}{\gamma} + V$$

$$P = \frac{Q}{\frac{\gamma}{1000}} + \frac{Q}{\frac{C_m}{100}} - Q = Q \left(\frac{1000}{\gamma} + \frac{100}{C_m} - 1 \right)$$
(11.6.)

Гдје је:

- Q – количина минералне сировине, t
- γ – густина чврсте фазе, t/m³
- γ_o – густина воде, t/m³
- C_m – масена концентрација, %
- V – запремина течне фазе/воде, m³

11.3.2. Густина хидромјешавине

Густина хидромјешавине представља резултантну вриједност између густине течне фазе (воде) и густине минералне сировине која се транспортује. Како је густина воде приближно једнака 1000 кг/м³ то је евидентно да ће густина хидромјешавине зависити од концентрације и густине чврсте фазе, При томе, ако се транспортује гушћа минерална сировина γ_p је концентрација те сировине већа, биће већа и густина, и обрнуто. Густина се одређује помоћу пикнометра. Може се и прорачунати уколико су познати густина чврсте фазе (γ), густина течне фазе (γ_o), запреминска (C_v) и масена концентрација (C_m) (11.7.):

$$\gamma_p = \gamma \frac{C_v}{C_m}$$

$$\gamma_p = \frac{100 - C_v}{100 - C_m} 1000$$

$$\gamma_p = \frac{C_v}{100} (\gamma - \gamma_o) + \gamma_o$$

$$\gamma_p = \frac{\frac{\gamma}{\gamma - \gamma_o}}{\frac{\gamma}{\gamma - \gamma_o} - \frac{C_m}{100}} 1000 = \frac{1000}{1 - \frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma} \frac{C_m}{100}}$$
(11.7.)

11.3.3. Концентрација чврсте фазе

Концентрација представља параметар који дефинише учешће чврсте фазе (минералне сировине) у мјешавини са водом. Концентрација се изражава двојачко: масено и запремински, Масена концентрација представља однос масе чврсте фазе у односу на масу хидромјешавине. Изражава се у процентима, као % чврстог (%Č), или масеним односом чврсто:течно (Ч:Т). Најчешће коришћена ознака је C_m. Масена концентрација се може израчунати на сљедећи начин (11.8.):

$$C_m = \frac{Q}{V + Q}$$
(11.8.)

$$C_m = \frac{Q}{P + Q - \frac{Q}{\frac{\gamma}{\gamma_o}}} 100 = \frac{100}{\frac{P}{Q} + 1 - \frac{\gamma_o}{\gamma}}$$

$$C_m = \frac{\frac{\gamma_p}{1000} \frac{\gamma}{\gamma - \gamma_o} - \frac{\gamma}{\gamma - \gamma_o}}{\frac{\gamma_p}{1000}} 100 = \frac{\gamma(\gamma_p - \gamma_o)}{\gamma_p(\gamma - \gamma_o)} 100$$

Запреминска концентрација представља однос запремине коју чврста фаза заузима у односу на укупну запремину хидромјешавине. Изражава се у процентима (%Ч) или запреминским односом чврсто : течност (Ч:Т). Најчешће коришћена ознака је C_v . **Запреминска концентрација** се прорачунава на следећи начин (11.9.):

$$C_v = \frac{\frac{Q\gamma_o}{\gamma}}{\frac{Q\gamma_o}{\gamma} + V} 100 = \frac{100}{1 + \frac{\gamma}{\gamma_o} \frac{V}{Q}} \quad (11.9.)$$

Познавањем густине чврсте и течне фазе, те густине хидромјешавине, запреминска концентрација се може израчунати на следећи начин (11.10.):

$$C_v = \frac{\gamma_p - \gamma_o}{\gamma - \gamma_o} 100 \quad (11.10.)$$

Ако је позната масена или запреминска концентрација међусобно прерачунавање је могуће по неком од следећих образаца (11.11.):

$$C_m = C_v \frac{\gamma}{\gamma_p}$$

$$C_m = \frac{C_v \frac{\gamma}{\gamma_o}}{C_v \frac{\gamma}{\gamma_o} + (100 - C_v)} 100 = \frac{100}{1 + \frac{\gamma_o}{\gamma} \left(\frac{100 - C_v}{C_v} \right)} \quad (11.11.)$$

$$C_v = C_m \frac{\gamma_p}{\gamma} 100$$

$$C_v = \frac{\frac{C_m}{\gamma}}{\frac{C_m}{\gamma} + \frac{100 - C_m}{\gamma_o}} 100 = \frac{100}{1 + \frac{\gamma}{\gamma_o} \left(\frac{100 - C_m}{C_m} \right)}$$

Међусобно прерачунавање између процентуалног и односног изражавања масене концентрације може се извршити на следећи начин:

- прерачунавање из процентуалног у односно (прорачун учешћа чврсте фазе за, уобичајено, учешће течне фазе од 1) (11.12.):

$$\check{C} = \frac{1}{C_m} - 1 \quad (11.12.)$$

- прерачунавање из односног у процентуално (11.13.):

$$C_m = \frac{1}{C + T} \quad (11.13.)$$

Ако се у претходним обрасцима изврши замјена C_m са C_v добиће се запремински однос Ч:Т. Односно, ако се у обрасце унесу запремински односи Ч:Т тада ће се умјесто C_m добити C_v . С обзиром да је хидраулички транспорт запреминска категорија то се транспортни услови и ограничења везана за концентрацију најчешће исказују преко запреминске концентрације.

11.3.4. рН вриједност хидромјешавине

Базичност, односно киселост хидромјешавине је веома битна карактеристика јер одређује могућности примјене, односно избора одређене опреме. рН вриједност хидромјешавине је условљена пХ вриједношћу чврсте и течне фазе. Већина руда је слабо кисела, а индустријске воде су неутралне тако да је хидромјешавина слабо кисела. Међутим, ако се у процесу користе воде од одводњавања јама тада због њихове, уобичајене киселости треба очекивати да хидромјешавина буде јако кисела (рН = 2-4).

По правилу, треба избјегавати транспортовање хидромјешавине у киселој средини јер то захтева примјену киселоотпорне опреме чиме се транспорт поскупљује. У свим случајевима када то није могуће избјећи (нпр, транспорт производа у флотацији фелдспата) треба примјенити киселоотпорну опрему (оквашени дијелови пумпе, цјевовод, арматура и си.), али кад је то технолошки изводљиво хидраулички транспорт треба обављати у базичној средини - рН>8,5. Транспорт у базичној средини не захтјева посебне мјере заштите, а креч који се користи за регулацију пХ вриједности дјелује као инхибитор који потпомаже процес транспорта (креч формира "суспензију" тако да је критична брзина транспорта нешто нижа).

11.3.5. Вискозитет хидромјешавине

У пракси је битно познавање вискозитета при транспорту течности и хомогених хидромјешавина. Код хетерогених хидромјешавина због присуства полидисперзних и полиминералних честица и њихове произвољне дистрибуције у попречном пресеку цјевовода вискозитет је из тачке у тачку промјенљив и не може се тачно дефинисати. Поред тога, дејство инерционих сила код хетерогених хидромјешавина у односу на дејство вискозних сила је преодоминантно (видјети *Реунолдс*-ов број) тако да се вискозитет може занемарити. Код хомогених хидромјешавина проблем одређивања вискозитета своди се на одређивање релативног, специфичног и редукованог вискозитета. Релативни вискозитет представља однос између вискозитета суспензије (хидромјешавине, раствора) и вискозитета воде (растварача) (11.14.):

$$\mu_{rel} = \frac{\mu}{\mu_o} \quad (11.14.)$$

Специфични вискозитет показује прираштај вискозитета растварача изазван присуством растворне материје и може се приказати следећим изразом (11.15.):

$$\mu_{sp} = \frac{\mu - \mu_o}{\mu_o} = \mu_{rel} - 1 \quad (11.15.)$$

Редуковани вискозитет је уведен да би се елиминисани утицај концентрације чврсте фазе који се појављује при одређивању релативног и специфичног вискозитета. Дакле, редуковани вискозитет представља количник специфичног вискозитета μ_{sp} концентрације чврсте фазе у суспензији и може се изразити следећим изразом (11.16.):

$$\mu_{red} = \frac{\mu_{sp}}{C_v} = \frac{\mu_{rel} - 1}{C_v} = \frac{\mu}{C_v} - 1 \quad (11.16.)$$

Дефинисањем вискозитета суспензија бавили су се многи физичари током прошлог вијека. Још 1905.г. Einstein је дефинисао израз за релативни вискозитет разблажене суспензије (11.17.):

$$\frac{\mu}{\mu_0} = 1 + 2,5 C_v \quad (11.17.)$$

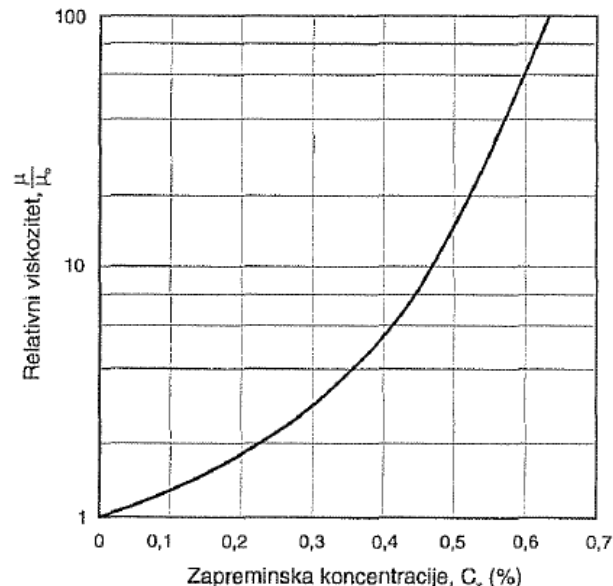
Израз је добијен и примјенљив је, за суспензију у ламинарном режиму струјања, када су зрна у облику сфере, молекуларних димензија и ако је суспензија екстремно разблажена ($C_v < 1\%$). Екстремно разблажење условијава да нема никаквог међудејства чврстих честица.

Када се ради са суспензијама веће густине долази до међусобног дјеловања честица различите величине и облика. Због тога је дефинисање вискозитета код концентрованих суспензија компликованије. Thomas га је дефинисао следечим изразом (11.18.):

$$\frac{\mu}{\mu_0} = 1 + K_1 C_v + K_2 C_v^2 + K_3 C_v^3 + \dots \quad (11.18.)$$

Овдје је основни проблем дефинисање константи (K_1, K_2, K_3, \dots). За константу K_1 најчешће се користи Еинстеин-ова вриједност 2,5. Константу K_2 Guth i Simhi су дефинисали као 14,1, Burgers i Saito као 12,6, De Bruijn као 4,7 итд. Експериментално нађене вриједности константе K_3 иду од 9 до 75. Томас је проблем покушао разријешити тако што је наведени израз свео на облик (11.19.):

$$\frac{\mu}{\mu_0} = 1 + 2,5 C_v + 10,05 C_v^2 + A^{BC_v} \quad (11.19.)$$



Слика 11.2. Зависност релативног вискозитета од запреминске концентрације чврсте фазе

Константе А и В је вриједносно одредио као: $A=0,00273$, а $B=16,6$ па је потом публиковао дијаграм приказан на слици 11.2, из којег се може одредити релативни вискозитет концентроване суспензије у функцији запреминске концентрације чврсте фазе.

11.3.6. Брзина таложења

Брзина таложења неког материјала је брзина устаљеног кретања "облака честица" у флуидној средини која мирује у пољу Земљине теже. Брзина таложења је условљена дјеловањем многих фактора везаних како за карактеристике течне фазе у којој се обавља таложење (густина, вискозност, рН, итд), тако и за карактеристике сваке појединачне, односно "облака" честица, које се таложе (крупноћа, густина, облик, рН, растворљивост, број честица итд.). Проблем дефинисања брзине таложења минералних сировина произлази из њиховог полиминералног и полидисперзног састава. По правилу, код разматрања брзине таложења минералних сировина треба устаљеним методама експериментално утврдити брзину таложења за дефинисане услове транспорта. Ово је, практично, једини начин да се добије тачна или приближно тачна вриједност брзине таложења. Упркос овим сазнањима, у пракси се често брзина таложења прорачунава.

Разматрање брзине таложења полази, по правилу, од брзине устаљеног кретања једног зрна облика кугле, пречника d , густине γ , у бесконачној флуидној средини густине γ_0 и кинематичке вискозности ψ . На падање зрна у неком флуиду дјелују двије силе: сила управна на доље - сила Земљине теже g_0 и сила управна на горе - отпор средине P , (11.20.), (11.21.):

$$G_o = g(\gamma - \gamma_o) \frac{d^3 \pi}{6} \quad (11.20.)$$

$$P = \Psi \frac{d^2 \pi}{4} \frac{1}{2} \gamma_o v_s^2 \quad (11.21.)$$

Њиховим изједначавањем ($G_o=P$) добија се слjedeћи израз (11.22.):

$$g(\gamma - \gamma_o) \frac{d^3 \pi}{6} = \Psi \frac{d^2 \pi}{4} \frac{1}{2} \gamma_o v_s^2 \quad (11.22.)$$

Па је брзина таложења v_s (11.23.):

$$v_s = \sqrt{\frac{4gd(\gamma - \gamma_o)}{3\Psi\gamma_o}} \quad (11.23.)$$

Из наведене формуле види се да брзина таложења зависи од параметара који се могу мерити и који не подлежу брзим променама (g, d, γ, γ_0), од коефицијента отпора кретању (γ) који се веома брзо мјења у зависности од сировине која се транспортује и услова транспорта тако да се наведена формула тешко може директно примјењена. Више аутора је због тога, експериментално одређивала брзину таложења свдећи њено прерачунавање на што је могуће мањи број промјенљивих. У пракси су најширу примјену нашли обрасци Stokes-а (за зрна ситнија од 0,12 mm) Allen-а, (за зрна крупноће између 0,12+1,55 mm) и Rittinger-а (за зрна крупнија од 1,55 mm). Коначни облици наведених образаца су:

- Образац Stokes-а (за $d < 0,12$ mm) (11.24.):

$$v_s = 0,545 \frac{\gamma - \gamma_o}{\mu} \left(\frac{d}{1000} \right)^2 \quad (11.24.)$$

- Образац Allen-а (за $d = 0,12+1,55$ mm) (11.25.):

$$v_s = 0,258 d \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\gamma_o}{\mu} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (11.25.)$$

- Образац Rittinger-а (за $d > 1,55$ mm) (11.26.):

$$v_s = 4,429 \sqrt{d \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right)} \quad (11.26.)$$

Зависност коефицијента ψ и Реунолдс-овог броја, дао је Реулеигхт у облику дијаграма приказаног на слици 11.3. На истом дијаграму назначено је и подручје примјене раније наведених образаца. Образац Риттингера користи се када је Reynoldsov број већи од 1000, образац Allena за $Re = 2-300$, а образац Stokesa за $Re < 1$. Поред директног брзина таложења се може одредити и индиректно преко Reynolds-овог броја. Како брзина таложења зависи од вискозитета флуида и пречника зрна које се таложи, то се може успоставити следећа релација (11.27.):

$$Re_s = \frac{v_s d}{\nu} = \frac{v_s d \gamma_o}{\mu} \quad (11.27.)$$

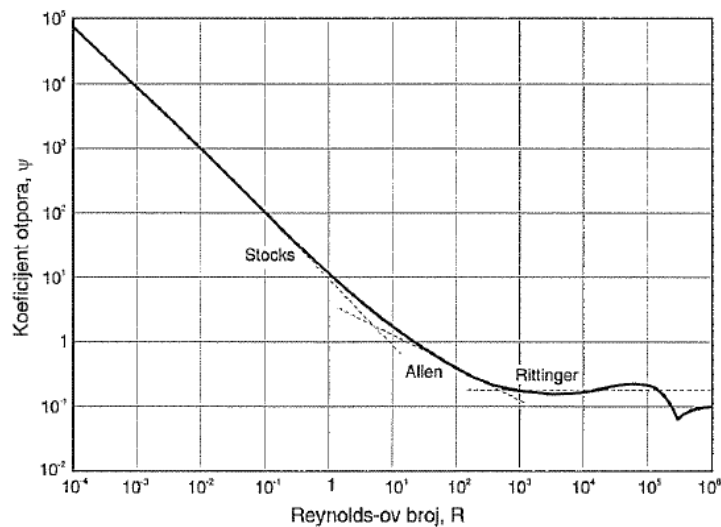
Па је брзина таложења једнака (11.28.):

$$v_s = \frac{Re_s \nu}{d} \quad (11.28.)$$

Reynolds-ов број се може изразити општим обрасцем за све режиме струјања (11.29.):

$$Re_s = \frac{g d \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right)}{18 + 0,61 \sqrt{g d \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right)}} \quad (11.29.)$$

Па се израчунати Reynolds-ов број Re_s уврстити у образац и израчунати брзина таложења v_s .

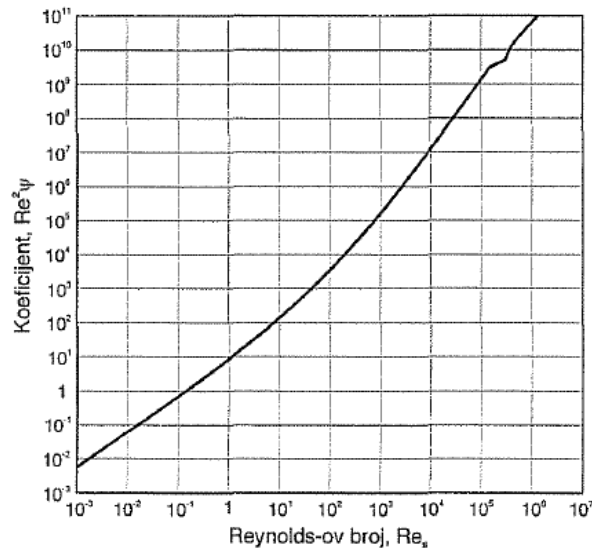


Slika 11.3. Дијаграм Reyleigh-a

Љашенко је увео допунски параметар $Re^2 \psi$ помоћу којег се, такође, може израчунати брзина таложења. Наиме, израчунавањем коефицијента отпора ψ и његовим множењем са Reynoldsovим бројем добија се релација (11.30.):

$$Re_s^2 \Psi = \frac{P \gamma_o}{\mu^2} = \frac{G_o \gamma_o}{\mu^2} \quad (11.30.)$$

Сила Земљине теже G_o се израчунава, па се потом, израчуна параметар $Re^2 \psi$, из дијаграма датог на слици 11.4. очита се вриједност Reynoldsovog Реунолдсовог броја која се уврсти у образац за израчунавање брзине таложења v_s .



Slika 11.4. Дијаграм односа Reynolds-овог броја и параметара $Re^2 \psi$,

Све напријед наведено се односи на таложење једне кугле у бесконачној флуидној средини. Како стварне честице, најчешће, немају правилан геометријски облик то је неопходно одредити коефицијент отпора, за ту реалну честицу. У литератури се може наћи више експериментално добијених образаца за прорачун коефицијента. У свим обрасцима фигурише коефицијент сферичности $\phi^2 (Re)$ који се може израчунати само за зрна која имају правилан геометријски облик што условљава да сви ти обрасци дају само приближне вриједности. Поједностављено, брзина таложења несферичних зрна може се израчунати преко сљедећег обрасца (11.31.):

$$v_s = \frac{g d^2 (\gamma - \gamma_o)}{18 \mu} \cdot \frac{1}{\phi^2 (Re)} \quad (11.31.)$$

Вриједности функције $\phi^2 (Re)$ дате у зависности Reynolds-овог броја за честице правилног геометријског облика приказане су у табели 11.1.- Прилог 11. Брзина таложења може се израчунати и преко образаца датих у табели 11.2.-Прилог 11.

Упркос веома детаљним радовима у прорачунима хидрауличког транспорта се, обично, не користе наведени обрасци за брзину таложења већ се користи тзв. коригована брзина таложења v_{cc} која узима у обзир концентрацију чврстих честица при таложењу у облику "облака честица". **Коригована брзина таложења v_{ss}** може се израчунати по обрасцу Clauss-a, Newitt-a ili Webera :

- Образац Clauss-a, (11.32.):

$$v_{ss} = v_s \left(1 - \frac{\left(\frac{d}{1000} \right)^2}{D^2} \right) e^{-2,6 \frac{C_v}{100}} \quad (11.32.)$$

- Образац Newitt-a, (11.33.):

$$v_{ss} = v_s \left(1 - \frac{\left(\frac{d}{1000} \right)^2}{D^2} \right) \left(1 - \frac{C_v}{100} \right)^{2,4} \quad (11.33.)$$

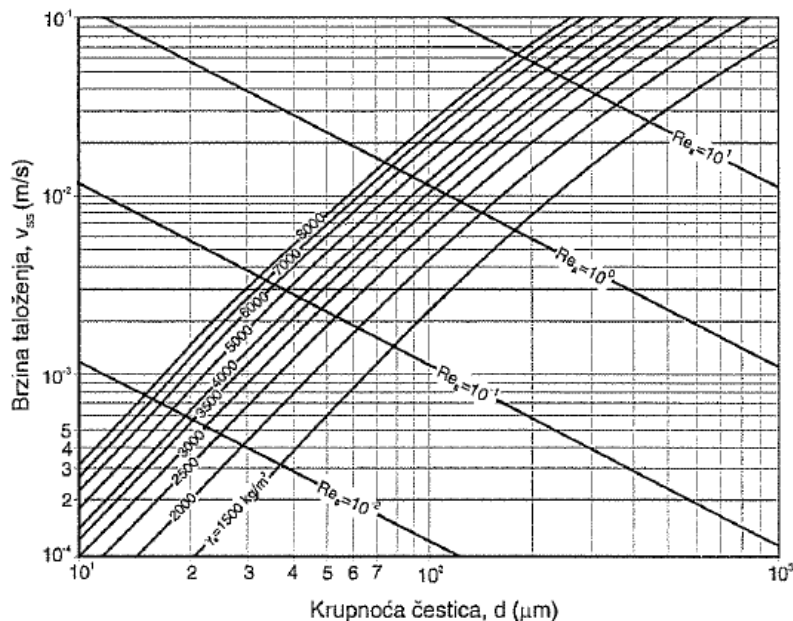
- Образац Webera, (11.34.):

$$v_{ss} = v_s \sqrt{\frac{4}{3} g \frac{d}{1000} \frac{\gamma - \gamma_o}{C_v \frac{\gamma_o}{100}}} \quad (11.34.)$$

Вриједност кориговане брзине таложења, израчуната према обрасцу Webera може се прочитати и из дијаграма датог на слици 11.5. Брзина таложења, дакле, одређује се за сваку класу крупноће посебно. Средња коригована брзина таложења која репрезентује полидисперзни узорак (карактеристичан за минералне сировине) добије се прорачунавањем по следећем обрасцу, (11.35.):

$$v_{ssr} = \frac{\sum_{i=1}^n v_{ssi} M_i}{\sum_{i=1}^n M_i} \quad (11.35.)$$

Брзина таложења мљевених металних минералних сировина креће се од 0,0001 m/s (зрна ситнија од 10 mm) до око 0,3 m/s (код зрна крупноће око 1 mm). У руској литератури брзина слободног падања у мирној течности (брзина таложења) назива се хидрауличка крупноћа.



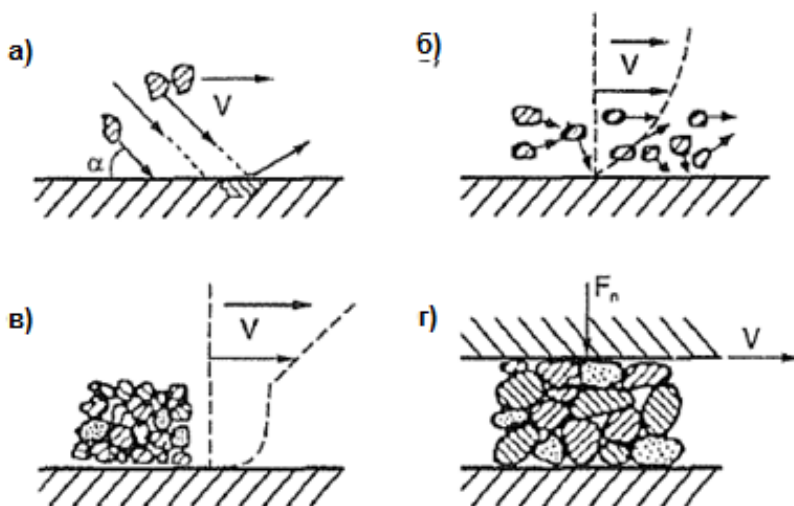
Слика 11.5. Коригована брзина падања, према Weber-у.

11.3.7. Абразија и ерозија

По дефиницији, ерозија је механичко одношење материјала са површине услед узајамног дјеловања (сударања) површине и честица у струји течности. Абразија је трошење материјала које се дешава када су честице међусобно супростављене и крећу се дуж површине чврстог материјала. Основна разлика је што ерозија подразумијева преношење кинетичке енергије на површину, а абразија не. То значи да је интензитет ерозије у функцији квадрата брзине (понекад и више), а абразија показује линеарну зависност са брзином.

Shook и Roco су идентификовали четири типа одношења материјала (слика 11.6.) у струји хидромјешавине:

- а) ерозија услед директног удара зрна у површину,
- б) ерозија услед случајног удара зрна у површину,
- в) абразија услед клизања слоја по површини и
- г) абразија услед притиска материјала о површину.



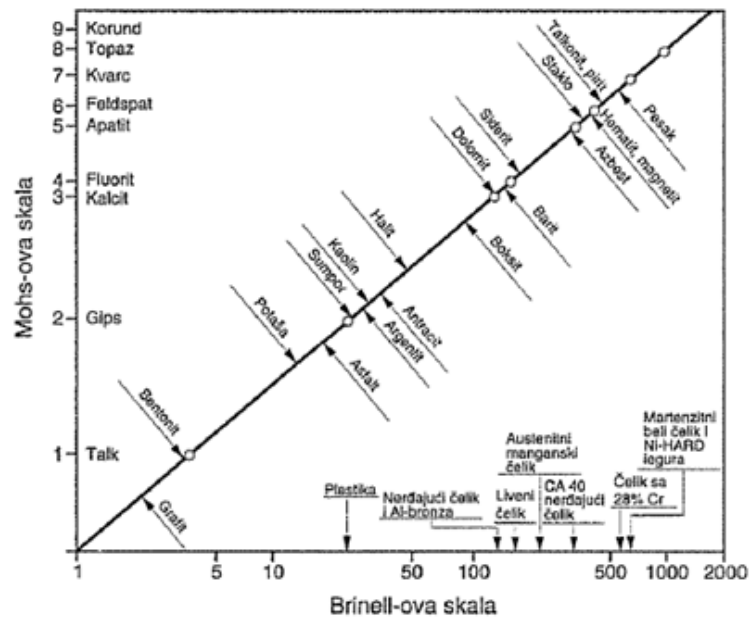
Слика 11.6. Типови трошења материјала услед међусобног дејства чврстих честица из хидромјешавине и материјала од којег је опрема израђена.

Прва два типа ерозије су веома карактеристична за дешавања како унутар кућишта муљне пумпе тако и у цјевоводу. Абразија услед клизања унутар кућишта пумпе је могућа само при раду са екстремно великим густинама хидромјешавине, а унутар цјевовода при транспорту брзинама које су веома блиске критичним. Абразија услед притиска материјала о површину је могућа при затварању засуна на цјевоводу или услед упада зрна унутар зазора између кућишта и радног кола пумпе.

Интензитет абразије зависи од веома много фактора, неки од њих су: крупноћа, тврдина, густина и облик чврсте фазе, корозивност, густина и вискозитет течне фазе, услови транспорта (ламинарно или турбулентно, брзина), врста хидромјешавине (хомогена/хетерогена), врста материјала од којег је израђен цјевовод, арматура или пумпа итд. Како је абразија, односно ерозија последица дјеловања неке минералне сировине на материјал од којег је израђена опрема у склопу транспортног система то је основни услов да до ње дође да је минерална сировина тврђа од материјала од којег је израђена опрема. Тврдоћа материјала се изражава *Mos*-овом, а материјала *Brinell*-овом скалом. *Willson* је графички повезао те двије скале преко дијаграма приказаног на слици 11.7.

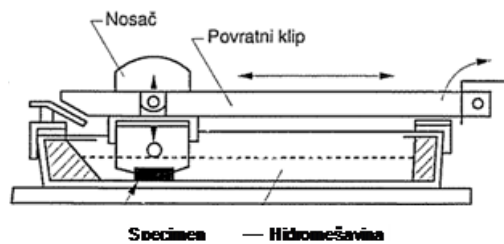
Контрола абразије/ерозије се постиже транспортом при мањим брзинама (економичним се сматра транспорт на краће даљине са брзинама испод 3 m/s, а при великим дужинама испод 2 m/s, ситнијих материјала правилног облика и/или избором одговарајућих антиабразивних материјала од којих се опрема израђује или се облажу највиталнији дијелови (еластомјери, базалт, полиуретан, разне легуре челика, керамика и си.). Уобичајено мјерило за интензитет абразивности неке хидромјешавине представља *Miller*-ов број. То је бездимензионална релативна величина чије вриједности се крећу од 1 до 1.000, Што је вриједност мања то је хидромјешавина мање абразивна и обрнуто. Искусствено се узима да када је *Miller*-ов број већи од 75 да је потребно предузимати мјере за заштиту опреме.

Вриједности *Miller*-овог броја за неке карактеристичне минералне сировине су дате у табели 11.3.- Прилог 11. Миллер-ов број се одређује на стандардној апаратури (амерички стандард А.С.Т.М. Г75-89) чија је шема приказана на слици 11.8.. Испитивање се обавља са 300 mg минералне сировине која се у виду хидромјешавине масене концентрације од 50% ставља у посуду облика латиничног слова "В". Специмен димензија 25,4 x 12,7 мм израђен од легуре челика са 27% хрома се у тој посуди креће као клип напријед- назад на путањи дугој 203 mm са учесталашћу од 48 судара са честицама у саставу хидромјешавине на минут. Једно испитивање траје 2 часа. На бази губитка масе специмена на крају практичног дијела опита прорачунава се абразивност хидромјешавине, односно *Miller*-ов број.



Слика 11.7. Willson-ov приказ Mos-ове и Brinell-ове скале

Као и други релативни показатељи, и Miller-ов број није потпуно поуздан. Његови аутори су израчунали да постоје 33 фактора која утичу на вриједност Miller-овог броја, а везани су за карактеристике специмена, минералне сировине, хидромјешавине, течне фазе, процедуру испитивања и конструкцију апаратуре. Miller-ов број је намијењен за дефинисање абразивности минералних сировина које се у Mohs-овој скали налазе између 1 и 9. У практичном раду јавља се проблем одређивања Miller-овог броја за минералне сировине чија је тврдина по Mohs-у 2 или мања. Због тога је уведен додатни појам назван Miller-ов златни број. Процедура је идентична с тим што је промијењен материјал од којег је специмен израђен. За ове веома меке сировине користи се специмен израђен од 24-каратног злата. Добљена вриједност се дијели са емпиријски добијеном константом 75 како би се добијена вриједност свела на "нормални" Miller-ов број. Овако добијена вриједност се назива G-Miller-ов број.



Слика 11.9. Шема апарата за одређивање Miller-овог броја

11.3.8. Корозија

Разликују се спољашња и унутрашња корозија. Спољашња корозија је последица атмосферских прилика и дјеловања на цјевовод и није везана за карактеристике хидромјешавине. Насупрот њој унутрашња корозија је електрохемијски процес који је директно условљен међусобним дјеловањем хидромјешавине и материјала цијеви. Корозији су практично подложне само челичне и жељезне цијеви и дијелови опреме израђени од тог материјала. Како су жељезо и челик најзаступљенији материјали то се корозији мора посветити потребна пажња. Да би до корозије уопште дошло потребно је да се испуне следећи услови:

- да постоји анода на којој материјал оксидира,
- да постоји катода на којој долази до редукције оксиданса,
- да постоји проводник између аноде и катоде, и
- да постоји електролитски раствор.

Код челичних и жељезних цеви испуњени су управо ти услови. Реакције се хемијски могу представити на следечи начин:

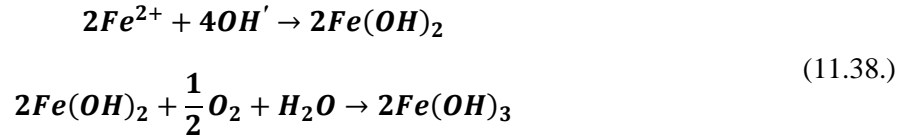
реакција на аноди (11.36.):



Реакција на катоди (11.37.):

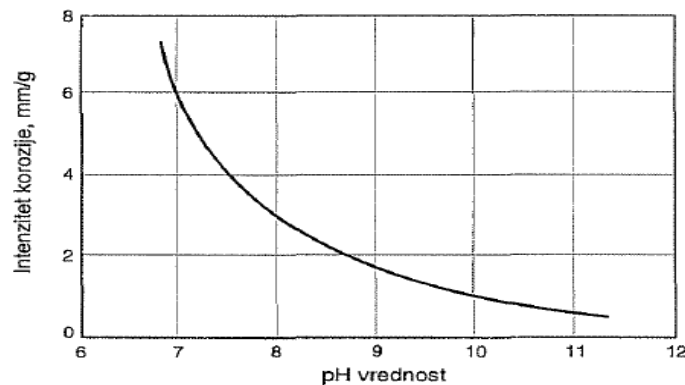


Међусобна реакција (11.38.):



Fe(OH)₃ је производ корозије

На повећање интензитета корозије, експериментално је доказано, утиче присуство чврстих честица. На интензитет корозије битно утиче рН вриједност хидромјешавине и то тако што је интензитет обрнуто пропорционалан са величином рН вриједности како је то приказано на слици 11.10.



Слика 11.10. Утицај рН вриједности хидромјешавине на интензитет корозије

Контрола унутрашње корозије могућа је на више начина:

- коришћењем анодних инхибитора (соли хрома, азота, молибдена и сл) који спријечавају анодну реакцију,
- коришћењем катодних инхибитора (полифосфати, карбонати) који смањују реакцију на катоди облажући катоду и спријечавајући контакт оксиданса са катодом,
- мјешовити, анодно-катодни инхибитори (комбинација хромата и поли-фосфата са цинком),
- одваздушење хидромјешавине које доводи до уклањања слободног кисеоника,
- облагање цјевовода танким слојем (0,2+0,3 mm) материјала отпорног на корозију (епоксид, полиуретан и др.).

Избор начина контроле и спријечавања корозије је веома деликатан због трошкова које изискује. По правилу, краћи цјевоводи се облажу, а дуги штите додавањем инхибитора.

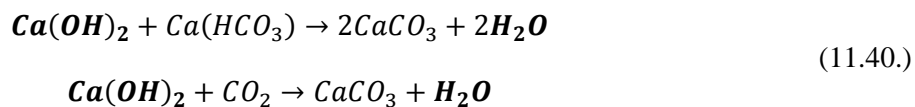
11.3.9. Инкрустација

Инкрустацијом се назива процес стварања минералних наслага на унутрашњим површинама цјевовода, пумпи, арматуре и сл. Инкрустација прати како процес транспорта хидромјешавине тако и воде. Постоји више теорија које објашњавају механизам стварања наслага. Готово све се слажу да је инкрустација последица постојања слабо растворних једињења у материјалу који се транспортује. Ту

се у првом реду мисли на једињења калцијума. Сматра се да се инкрустација не може избјећи у случају када је учешће СаО изнад 8% и рН вриједност изнад 10,5. Минералне наслагае су посљедица хидратације оксида и соли које изграђују материјал који се транспортује. Као најважнија хемијска реакција током процеса издваја се хидратација слободног СаО, (11.39.):



Настали калцијум хидроксид даље реагује са калцијум бикарбонатом или угљендиоксидом стварајући калцијум карбонат који се лијепи на зидове цјевовода, унутрашње стране кућишта пумпе и радног кола, односно на арматуру, (11.40.):



Доказано је да се процес не завршава трошењем јона калцијума већ се, са знатно слабијим интензитетом, наставља хидратација оксида алуминијума, силицијума, сумпора итд. Ово доводи до формирања веома комплексних минерала велике тврдоће. Овим се тумачи повећање тврдоће минералних наслага у функцији времена. Интензитет стварања минералних наслага зависи од много фактора:

- састава материјала који се транспортује,
- карбонатне тврдоће воде која се користи за транспорт,
- температуре хидромјешавине,
- режима струјања у цјевоводу (ламинами / турбулентни) материјала од којег је цјевовод изграђен,
- крупноће и облика чврстих честица, итд.

Практичним запажањима је показано да се интензитет лијепљења повећава у прољеће и јесен, а смањује зими и нарочито лјети. Објашњење лежи у томе што у прољеће долази до обогаћивања воде јонима калцијума услед пристизања воде од топљења снијегова, а у јесен од киша које интензивније падају него у другим годишњим добима. Како температура утиче на инкрустацију то је лјети интензитет инкрустације увијек мањи него у другим периодима године. Интензитет стварања наслага опада са дужином цјевовода, односно удаљеношћу од пумпе.

Методe борбе против инкрустације дијеле се у двије групе - пасивне и активне. Пасивне подразумијевају предузимање одређених мјера да се спријечи или умањи настајање инкрустације, а активне предузимање мјера да се цјевоводи очисте након што је до инкрустације дошло. Од пасивних мјера познате су:

- избор материјала за израду цијеви за које се формирани кристали уопште не лијепе или се веома мало лијепе,
- стварање услова за смањење презасићености слабо растворним једињењима ($CaCO_3$, $Ca(OH)_2$ итд.),
- смањење концентрације јона који образују тешко растворљива једињења (Ca^{2+} , CO_3^{2-} , OH^- , SO_4^{2-} , итд.).

Пасивне мјере су по правилу јефтиније од активних и у последње вријеме им се посвећује знатна пажња при пројектовању. У земљама бившег СССР се веома много ради на хемијској обради воде како би се смањило учешће слабо растворних и тешкорастворних једињења и тиме спријечила инкрустација. Од активних мјера познате су:

- механичко чишћење наслага,
- хемијско чишћење наслага.

Механичко чишћење подразумијева скидање појединих цијеви унутар цјевовода, њихово лупање споља и/или изнутра, гребане унутрашњих површина разним гребачима на сајлама и томе слично, У САД су развили веома ефикасан начин механичког чишћења цјевовода без његовог растављања.

Наиме, сваких 15 до 30 дана у цјевовод се убацује тзв. пиг (кртица) који ношен струјом воде иде кроз цјевовод и при том струже формиране насlage. „Пигови“ се раде у различитим величинама према величинама цјевовода. Савремени „пигови“ су опремљени радиоактивним елементом па се лако проналазе уколико дође до њиховог заглављивања унутар цјевовода.

Хемијско чишћење је физички лакше утолико што се одређене дионице пуне јаким киселинама (H_2SO_4 , HCl) које растварају насlage одређено вријеме након чега се систем испира чистом водом. По правилу, хемијским методама се чисте краћи и по пречнику мањи цјевоводи. Разумије се да је чишћење киселинама веома компликовано због могућих негативних импликација на околину.

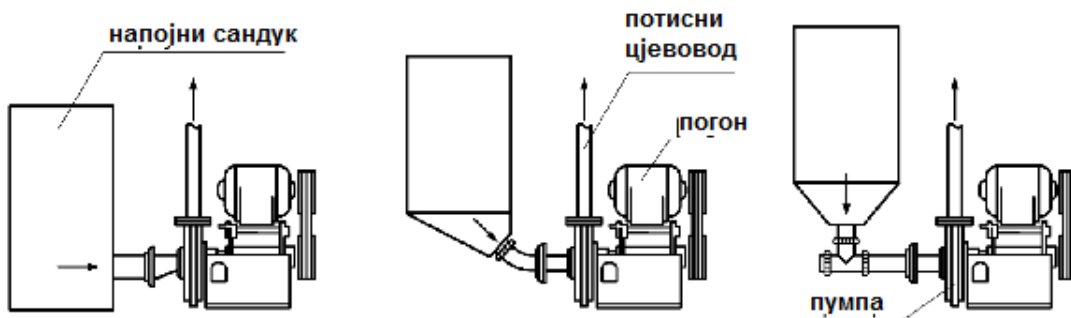
12. ОПРЕМА ЗА ЦЈЕВОВОД И ХИДРАУЛИЧНИ ТРАНСПОРТ

Опрема која се приказује у овом поглављу су заправо сви конструкторни елементи који омогућавају управљање и регулацију рада цјевовода код хидрауличног транспорта у рударству. Сваки од ових елемената има своју функцију и у зависности од специфичних услова експлоатације и захтјева производње врши се избор поједних типова, конструкција и одређених параметара.

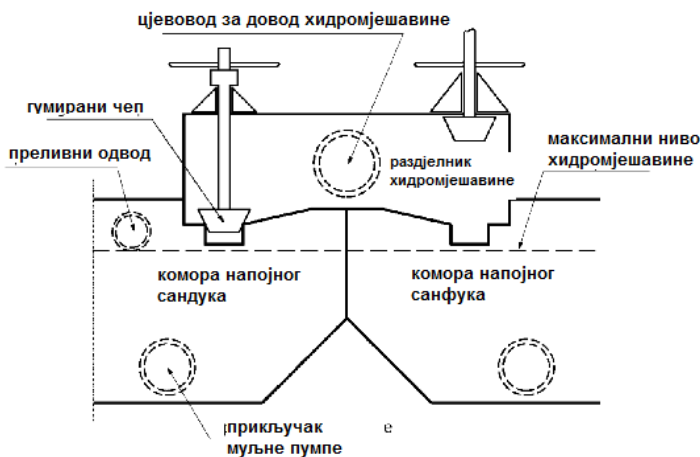
12.1. НАПОЈНИ САНДУК

Основна употреба и сврха напојних сандука јесте :

- акумулисање одређене количине хидромјешавине довољне за рада пумпе у периоду од 1-3 минута,
- формирање хидромјешавине у пројектованом-жељеном односу Ч:Т (у периоду 2-5 минута),
- успостављање и регулисање потребних карактеристика хидромјешавине и
- дистрибуција хидромјешавине на више пумпи истовремено.



Слика 12.1: Мјесто постављања напојног сандука у односу на пумпно постројење



Слика 12. 2:а- Пресјек напојног сандука; б- изглед и лоцирање напојног сандука

12.2. МУЉНЕ ПУМПЕ

Муљне пумпе су намјењене за тешке услове рада у рудницима, каменолима тунелоградњи, али иу другим индустријским гранама. Конструисане су за континуалан рад без надгледања у изразито тешким индустријским условима. Постоји више подјела муљних пумпи (слика 12.3.):

- По медијуму који транспортују:
 - пумпе за воду
 - пумпе за хидромјешавину (муљне пумпе)
 - остале пумпе

- По начину рада:

- динамичке
- центрифугалне
- специјалне (ејектори)
- запреминске
- клипне
- ротационе
- остале

- По положају вратила:

- Хоризонталне
- Вертикалне

- У односу на напојни сандук:

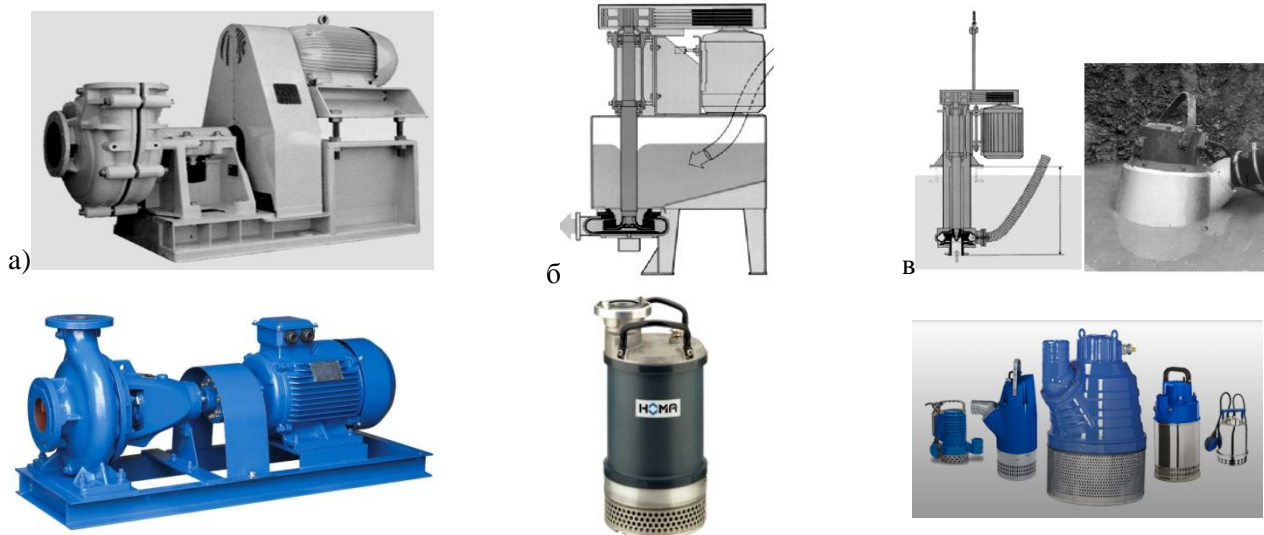
- Са наливањем
- Са усисавањем
- Потопљене
- Без напојног сандука

- У односу а притисак који остварују:

- Ниског притиска
- Средњег притиска
- Високог притиска

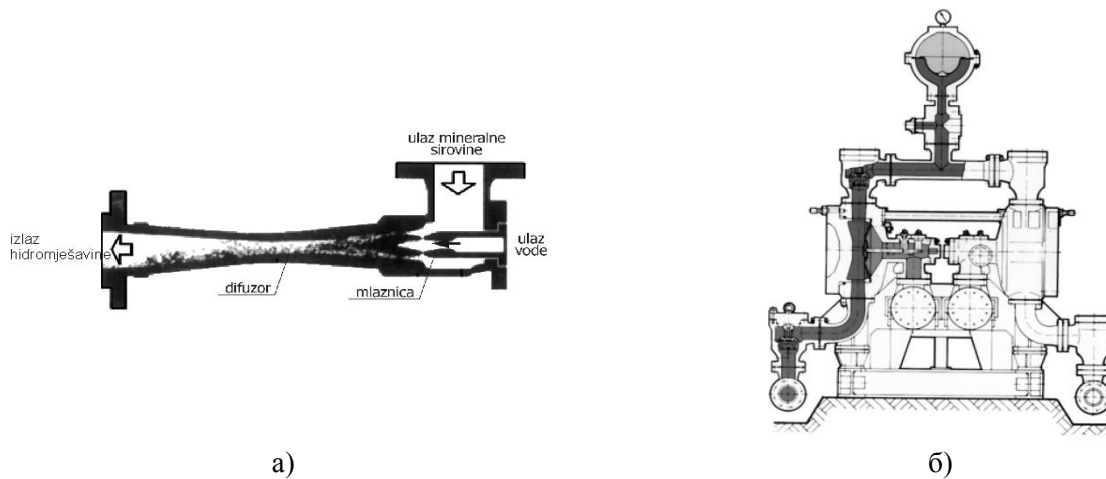
- У односу на врсту погона:

- Са електромотором
- Са дизел погоном



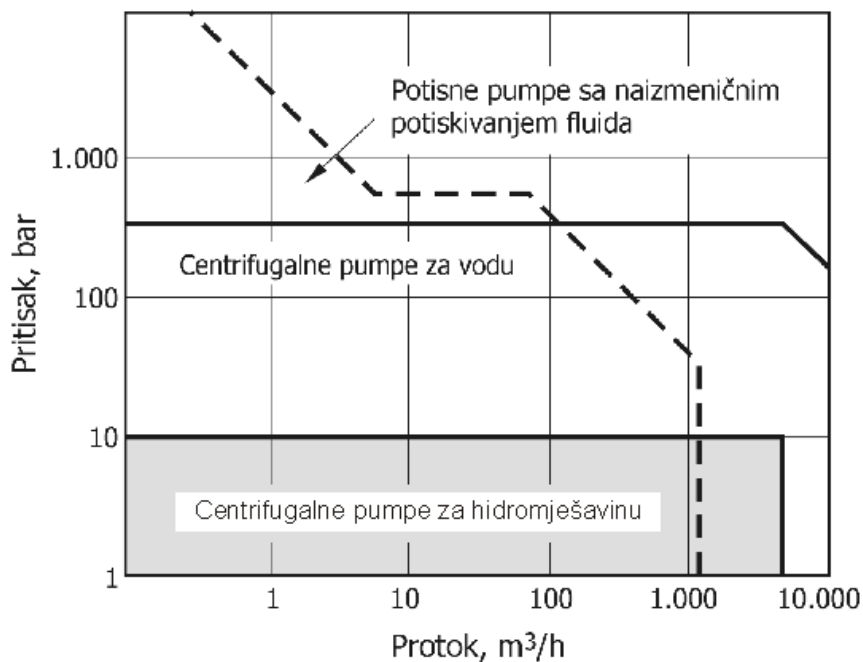
Слика 12.3. Центрифугалне муљне пумпе: а-хорзонталне; вертикалне; в-потопљене

На слици 12.4. су приказане пумпе ејектори и старији тип клипних пумпи.



Слика 12.4. Конструкције пумпе: а. Ејектор/ џет пумпе; б. Старију тип клипне дуплекс пумпе

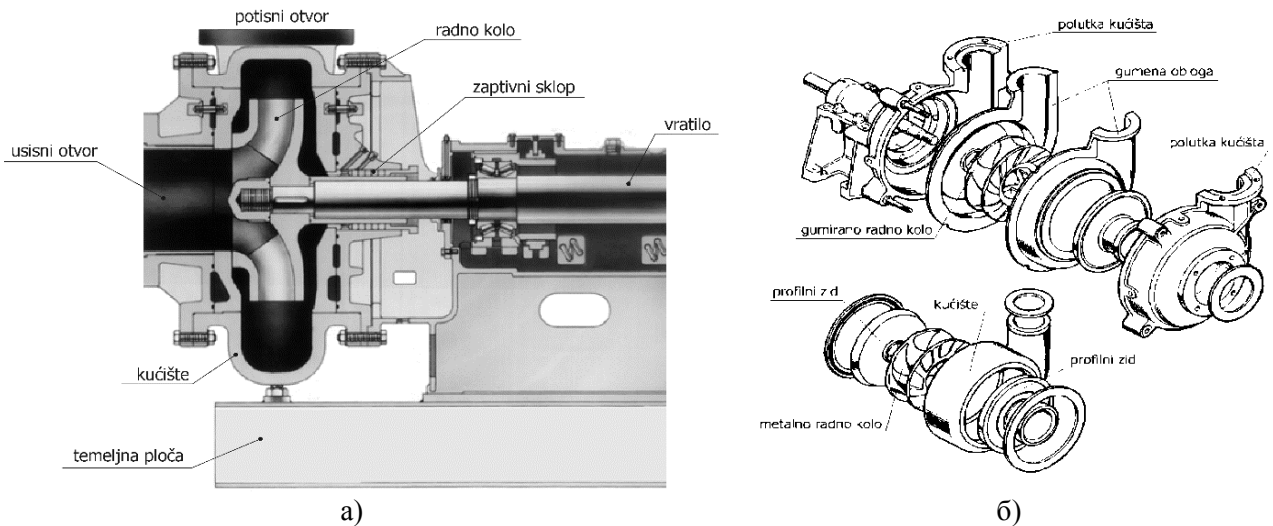
У зависности од потребног протока хидромјешавине и притиска који може бити реализован у цјевоводу могуће је дијаграмски приказати поља и примјене и услове у којима се поједине конструкције муљних пумпи могу користити. Видљиво је да се у рударству у којем су потребни велики капацитети али са притиском до 10 bar-а углавном користе центрифугалне муљне пумпе које могу бити коришћене у континуитету, слика 12.5.



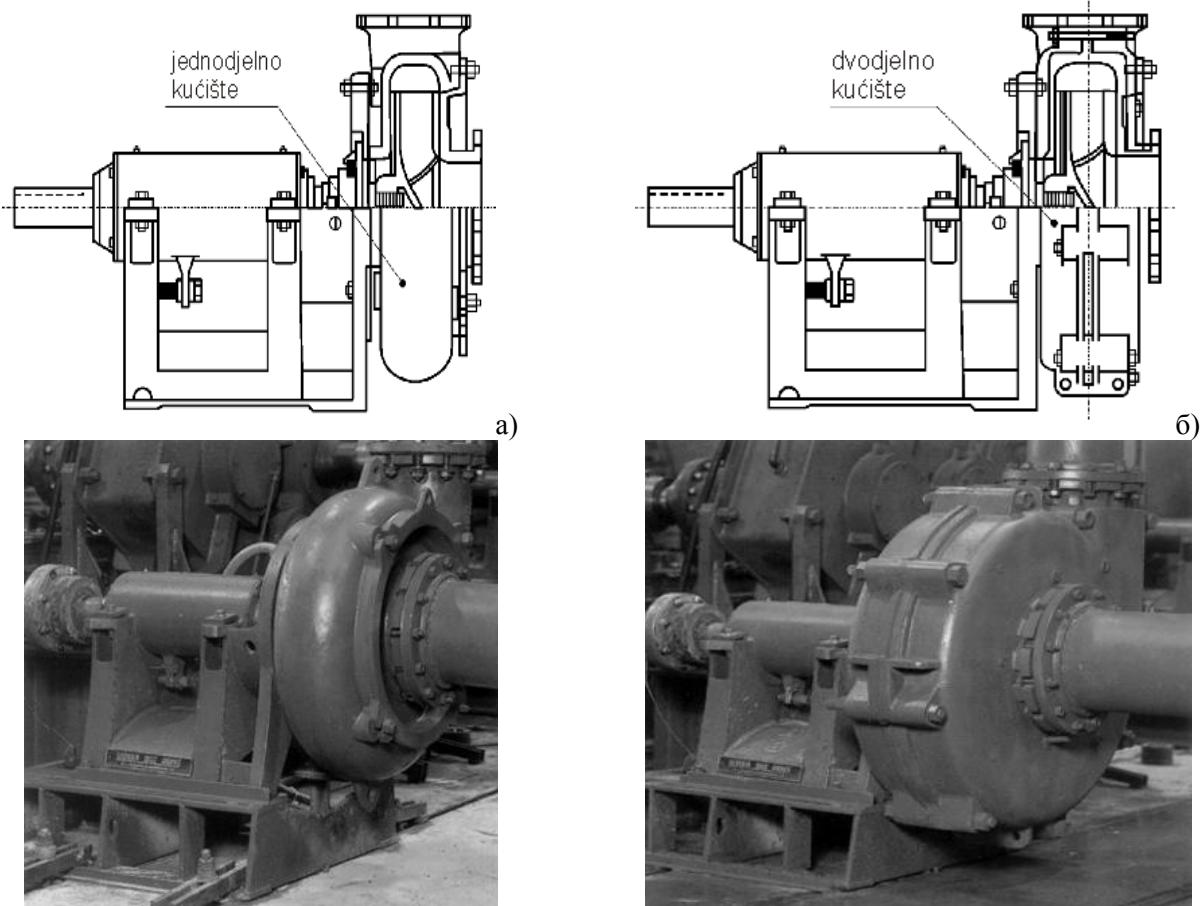
Слика 12.5. Дијаграм подручја употребе појединих конструкција пумпи

Центрифугалне пумпе имају следеће подгрупе : хоризонталне једностепене, двостепене, вишестепене и вертикалне вишестепене пумпе и потапајуће пумпе. Хоризонталне центрифугалне пумпе имају висине дизања 15-400 метара и проток 5 до 1000 l/s док вертикалне центрифугалне пумпе имају опсег висине дизања 15 до 400 метара и проток 2 до 100 l/s. Хоризонталне центрифугалне се раде у складу са стандардом ЕН 733. Израђују се од нерђајућег челика ЕН 1.4301, ЕН 1.4401 и ливеног гвожђа, изузетно издржљиве конструкције, намијењене за пумпање индустријских течности . Вертикалне вишестепене центрифугалне пумпе високог квалитета одликује изузетна поузданост, миран, тих рад и једноставно одржавање. Потапајуће центрифугалне муљне пумпе су робусне али уједно лака конструкција.

Попречни пресјек центрифугалне пумпе је дат на слици 12.6 а на слици 12.7. пресјечи те пумпе у изведби једнодјелног и дводјелног кућишта.



Слика 12.6. Попречни пресјек центрифугалне муљне пумпе: а-конструктивни дијелови; б-дијелови са облогама

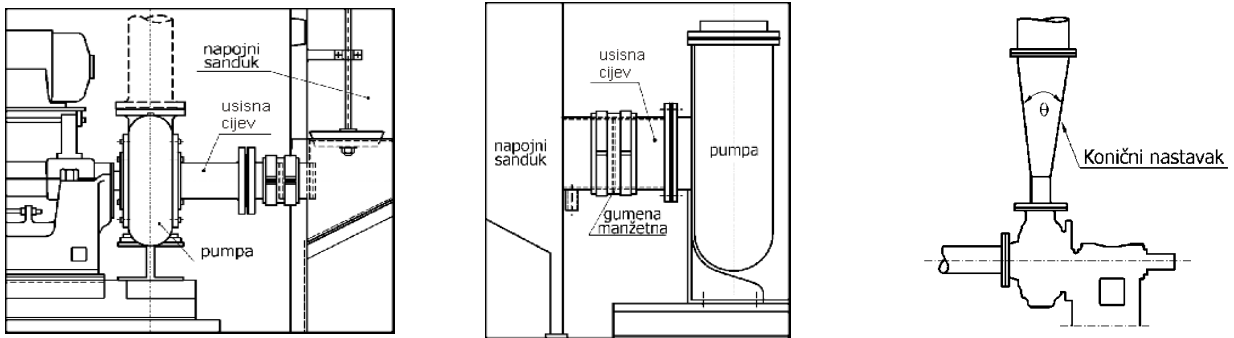
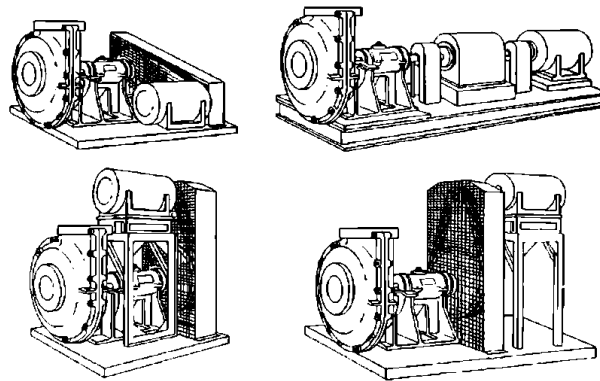


Слика 12.7. Центрифугална муљна пумпа: а-једнодјелно кућиште; б-дводјелно кућиште

На сликама 12.8 и 12.9 су приказани облици радног кола центрифугалних муљних пумпи и могући положаји пумпе, погона и напојног сандука, што омоногоне зависи од простора у којем се постројење монтира, врсте пумпе, броја пумпи и др.



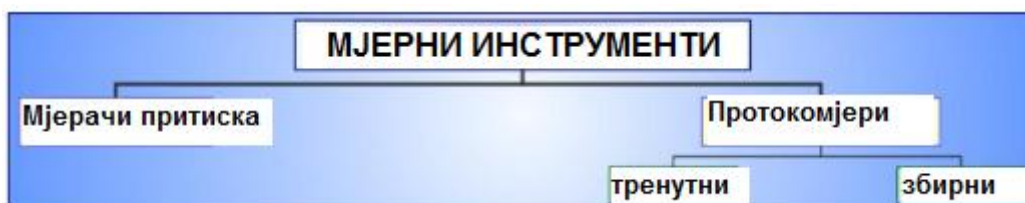
Слика 12.8. Облици радног кола центрифугалне пумпе



Слика 12.9: а- Однос муљне пумпе и електромотора/погона ; б- положај усисног цјевовода

12.2.1. Регулација рада пумпи

У склопу контроле и регулације рада пумпи али и цјевовода користе се мјерни инструменти који прате погонске величине пумпи и цјевовода и врше регулацију рада истих. Принципијелно се разликују:

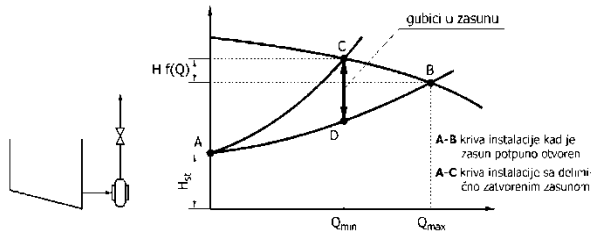


Регулација рада пумпе се ради на неколико начина:

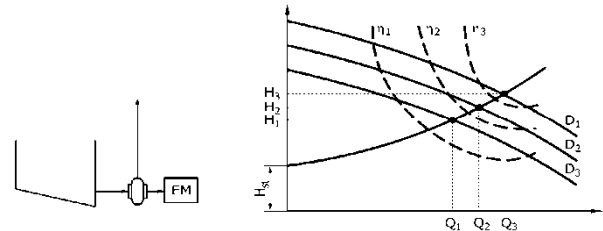
А) Скоковита регулација се може извести на неколико начина:

- гушењем цјевне мреже или пумпе,
- увођењем обилазног (by pass) вода,
- промјеном броја обртаја пумпе.

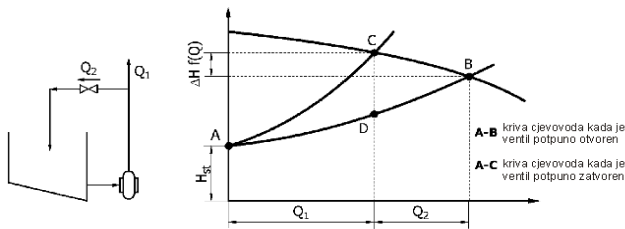
Регулација рада пумпе гушењем цјевне мреже



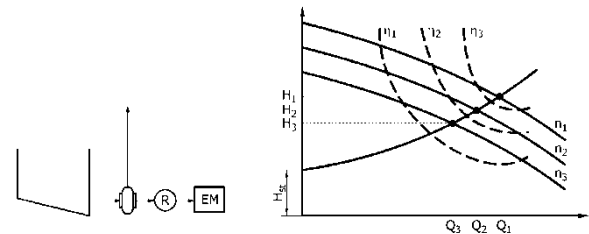
Регулација рада пумпе промјеном пречника радног кола



Регулација рада пумпе уградњом “by-pass”



Регулација рада пумпе преко редуктора цјевовода

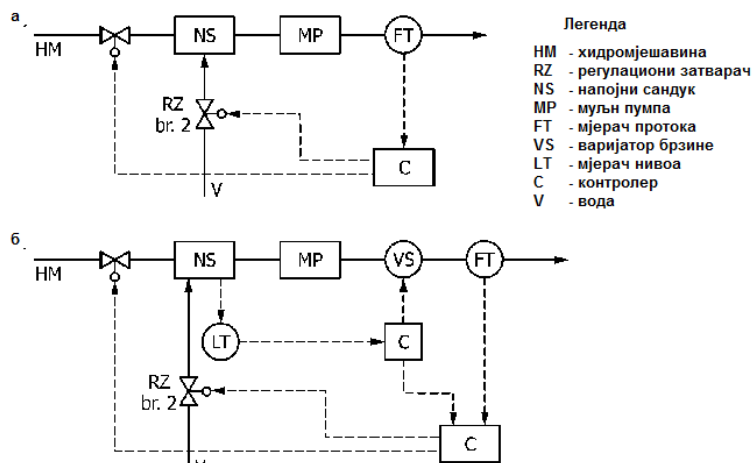


Слика 12.10 Скоковита регулација рада пумпе

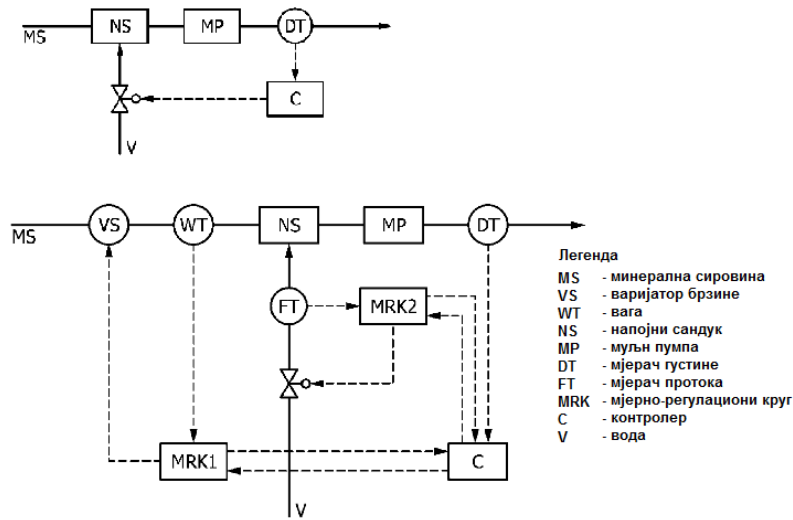
Б) Континуална регулација рада пумпе

- механички, уградњом регулационих спојница различите израде,
- електрично, уградњом тиристора или регулацијом преко електрокаскада

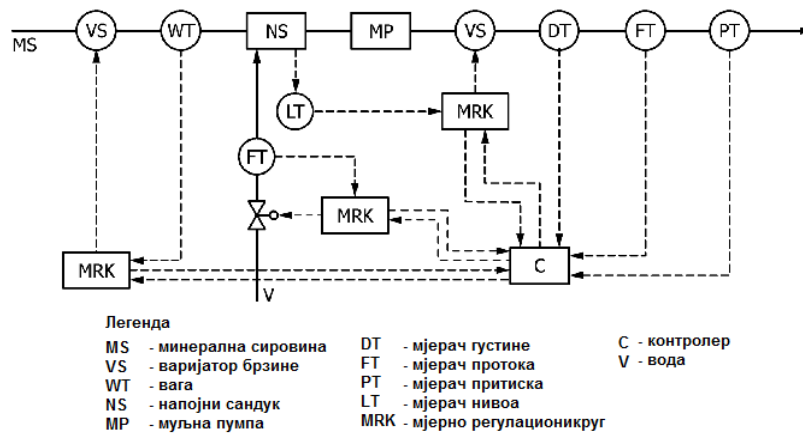
В) Регулација протока хидромјешавине подразумева контролу густине хидромјешавине, количину хидромјешавине, контролу брзине протока са могућношћу додавања/одузимања воде, чврсте фазе, регулације брзине протока и слично, слика 12.11. Регулација густине хидромјешавине се врши у напојном сандуку а ан основу резултата које мјери мјерач гудтине уграђен на излазу из пумпе односно на почетку цјевовода, чиме се постиже могућност корекције на самом почетку рада.. слика 12.12. Комплексна регулација подразумева контролу готово свих радних параметара пумпе и цјевовода дносно хидраличког транспорт : густина хидромјешавине, протока хидромјешавине, притиска у цјевоводу, брзине протока и сл., слика 12.13.



Слика 12.11. Регулација протока хидромјешавине



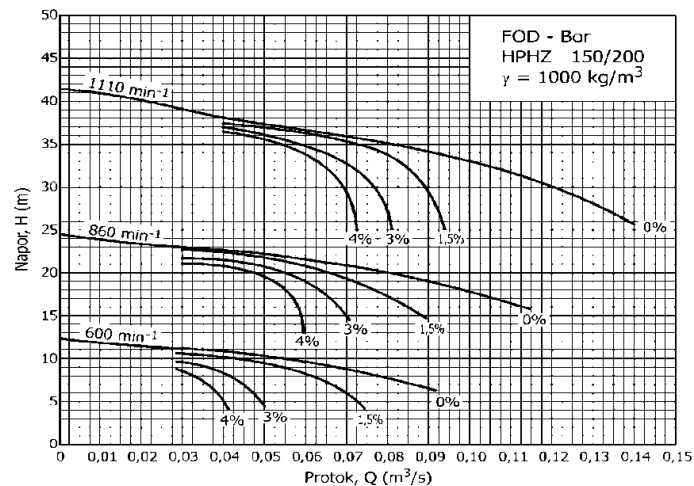
Слика 12.12. Регулација густине хидромјешавине



Слика 12.13. Комплексна регулација

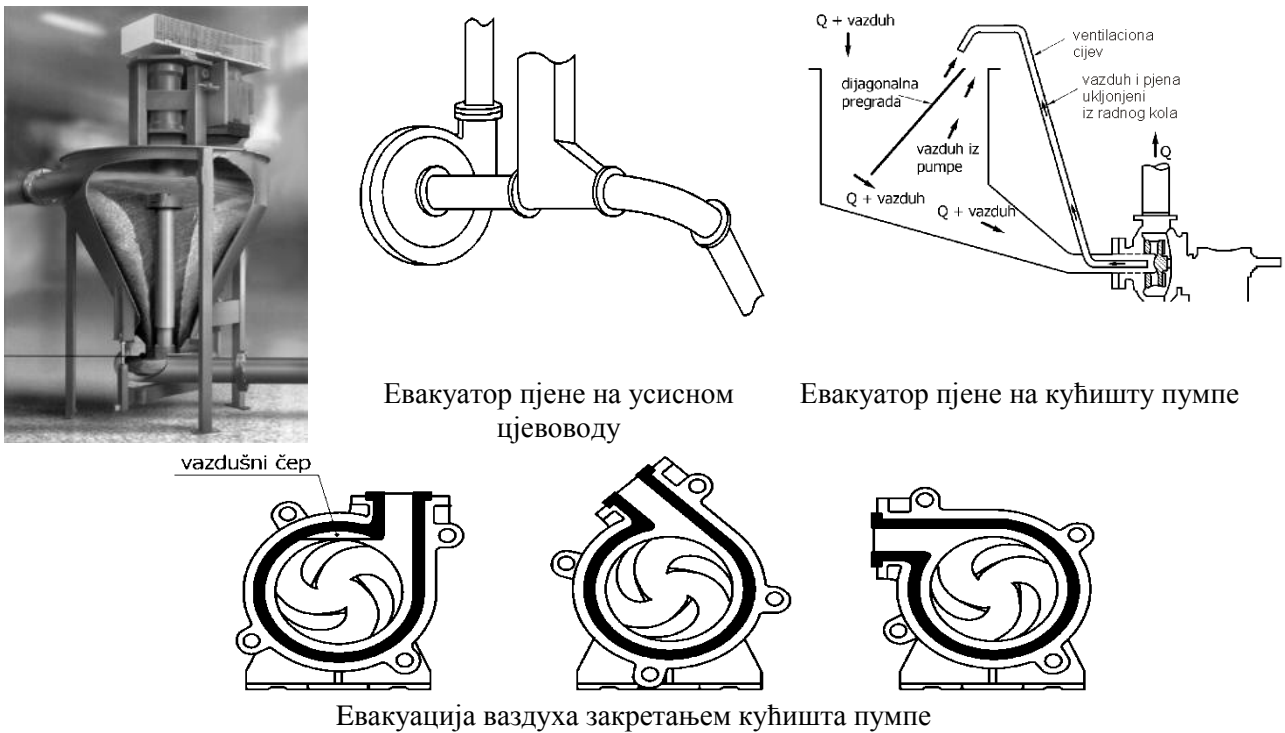
Г) Утицај ваздуха у хидромјешавини на карактеристике пумпе

Постојање ваздуха у хидромјешавини односно цјевоводу свакако негативно утиче на капацитет постројења односно проток хидромјешавине а поред тога утиче и на нерегуларности у регулацији притиска у систему, неравномјерног рада пумпних постројења и др. Присуство ваздуха повећава ризик од кавитације и смањујњ ефикасност рада пумпе. На слици 12.14. је приказан утицај присуства ваздуха у пумпама и смањење капацитета пумпи у тим ситуацијама на римјеру произвођача ФОД Бор.



Слика 12.14. Утицај присуства ваздуха на рад пумпе ХПХЗ 150/200 произвођача ФОД Бор

На слици 12.15. су приказани начини регулације рада пумпе у смислу појављивања ваздуха и начини евакуације истог из система.



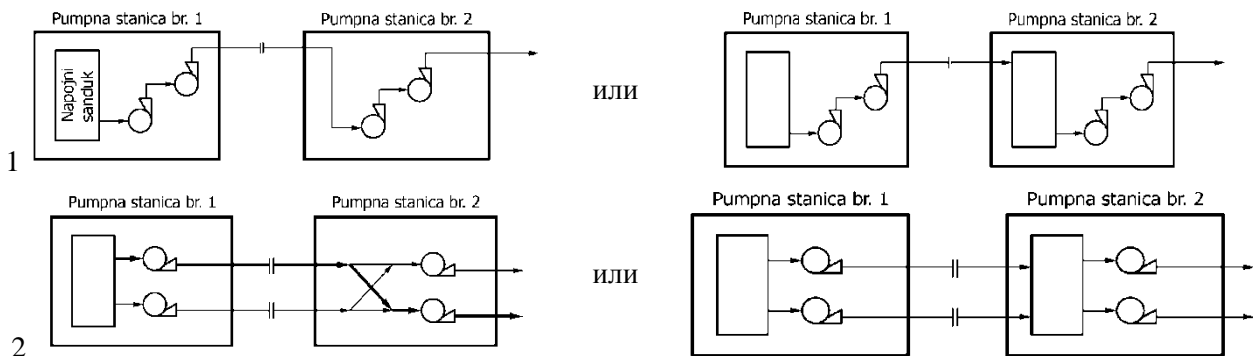
Слика 12.15. Начини регулације присуства ваздуха/пјене у пумпи

Д) Повезивање пумпи за рад у систему

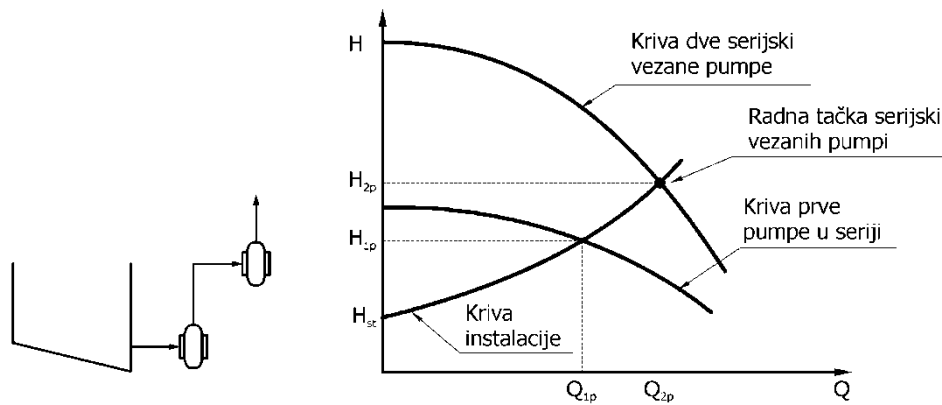
Приликом прорачуна хидрауличног транспорта се доста често добију параметри који изикују ангажовање двије или више пумпи, било да се ради о висини дизања хидромјешавине било да се ради о количини хидромјешавине и потребном протоку. Најкоришћенији видови повезивања рада пумпи у тандему или већем броју јесте серијско повезивање и паралелно повезивање.

Серијско повезивање пумпи – се може извести са постављањем пумпи у серију са или без напојних сандука и у том случају се могу урадити двије варијанте, сика 12.16:

- Варијанта са једним цјевоводом, која је свакако јефтинија, али проблематична у смислу када долази до квара једне пумпе долази у питање рад осталих иако рјешење са напосјним сандуком између пумпи то донекле може регулисати,
- Варијанта са два паралелна цјевовода и постављањем „by pass“ водова што рјешава проблеме прве варијанте али значајнопокупљује целокупно постројење.

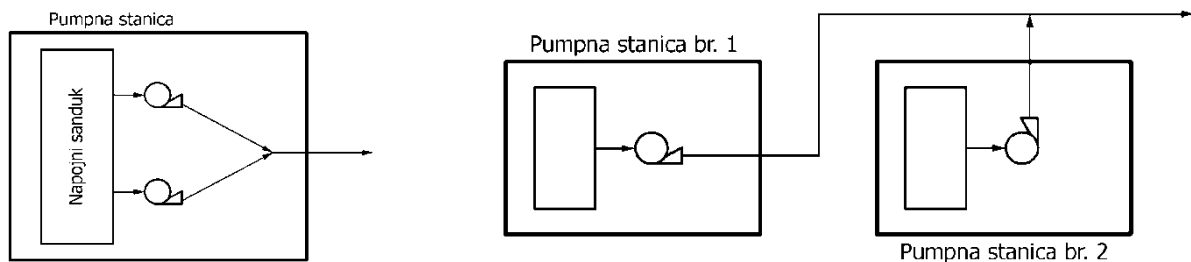


Овај начин повезивања пумпи је свакако биље рјешење када се треба постићи већи напор и висина дизања пумпних станица у систему али се и та предност губи са повећањем протока односно потребног капацитета хидротранспорта, слика 12. 17.

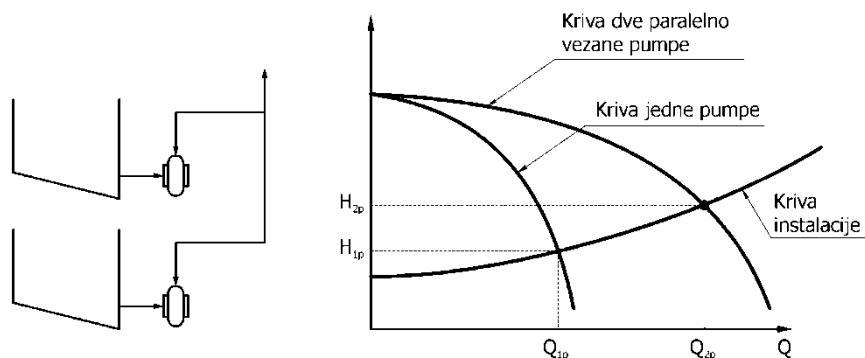


Слика 12.17. Криве серијски везаних пумпи

Паралелно повезивање пумпи – се врши паралелним постављањем пумпи на један цјевовод у којем могу радити истовремено или појединачно. У том случају је потребно имати већи пречник цјевовода, али с обзиром да је ово рјешење свакако много повољније у случају већих протока и капацитета то се свакако и пројектује у том случају. Паралелно повезивање се може вршити са уграивањем заједничког већег напојног сандука или мањих напојних сандука за свају пумпу посебно. Ово рјешење нуди и опцију да у случају квара једне пумпе друга не мора да престаје са радом и то повећава расположивост постројења иако је у тим ситуацијама капацитет смањен а попуњеност профила цјевовода смањена. На слици 12.18 је приказано паралелно повезивање пумпи са заједничким и засебним напојним сандуцима а на слици 12. 19. Криве паралелно везаних пумпи на којима се види да висина дизања није толика као код серијски везаних пумпи али проток хидромјешавине свакако може бити већи.



Слика 12. 18 Паралелно повезивање пумпи



Слика 12.19. Криве паралелно везаних пумпи

12.3. ЦЈЕВОВОДИ

Цјевовод представља низ цијеви које су заједно с потребном опремом спојене у функционалну цјелину. Цјевоводима се транспортују текуће, гасовите, муљевите и зрнасте чврсте материје.

Цјевоводна мрежа осим механичких (чврстоћа) и топлотних (размјена топлоте) захтјева у правилу треба испунити и захтјеве везане за узajамно дјеловање цјевовода с транспортираним медијем и околином (корозија, продукти корозије и сл). Уз кориштење носећег медија (у рударству у правилу

је то вода) цјевоводима се могу транспортовати хидромјешавине које носе одређени проценат зрнастих чврстих материја. Системима регулације цјевоводима се преноси притисак од агрегата до актуатора (извршни органи).

Називни притисак - NP (енг. *nominal pressure*) карактеристични притисак, утврђен стандардима (нпр DIN 2401), који се користи у прорачуну цјевовода, N/mm^2 и bar (bar).

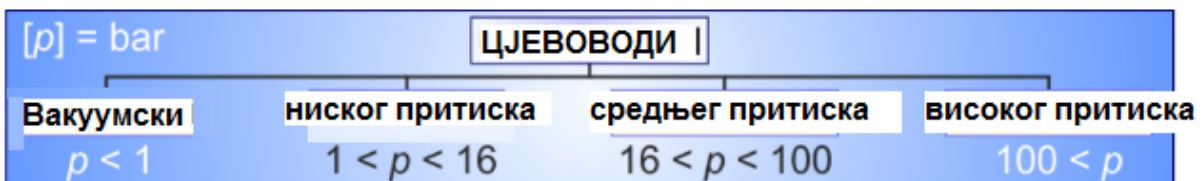
Називни пречник - DN (енг. *nominal diameter*)—карактеристични пречник, утврђен у стандардизованим мјерама цијеви, на примјер, код челичних цијеви је приближно једнак унутрашњем пречнику. У ознакама цијеви и опреме, иза кратице DN, наводи се бројчана вриједност пречника у mm.

Радни притисак - p_r —највећи притисак који се смије појавити у цјевоводу током погона. При нижим је температурама радни притисак једнак је називном док је при вишим температурама ($t > 120\text{ }^\circ\text{C}$) нижи од називног (DIN 2401).

Испитни притисак—притисак с којим се провјерава функционалност изведеног цјевовода. Ако другачије није прописано: $p_i = 1,5 \times NP$, bar

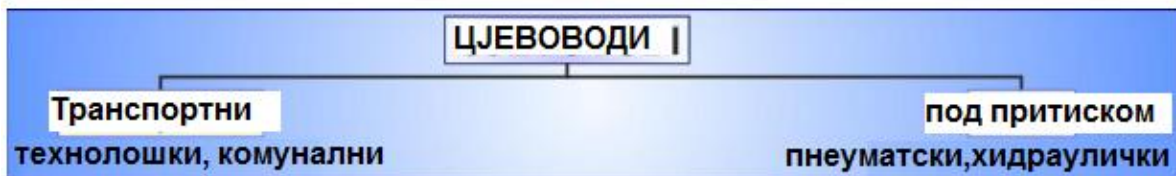
Цјевоводи се принципијелно дијеле:

1. Према радном притиску разликују се:

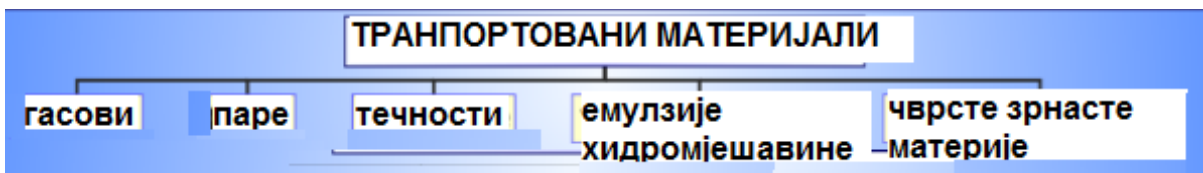


<https://www.ffri.hr/~mdundjer/Elementi%20strojeva%20I/09-ElementiCjevovoda.pdf>

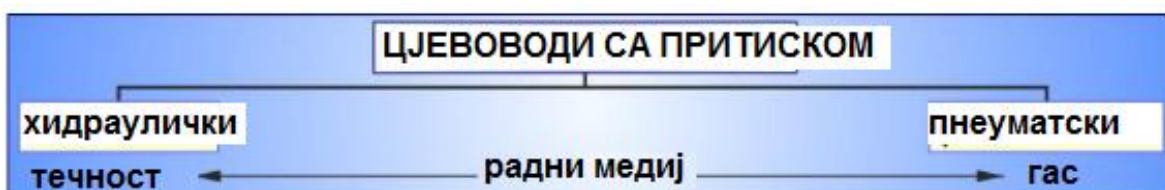
2. Према намјени разликују се:



У рударству се користе тзв **Транспортни цјевоводи** којима се транспортују хидромјешавине о чијој карактеризацији је било говора у претходним поглављима

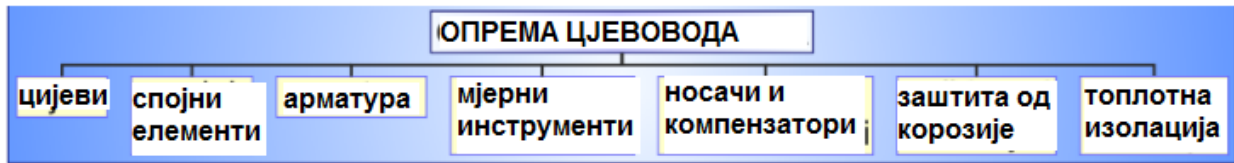


Цјевоводима се преноси притисак између дијелова хидрауличких система. У хидрауличким цјевоводима радни флуид је текућина.



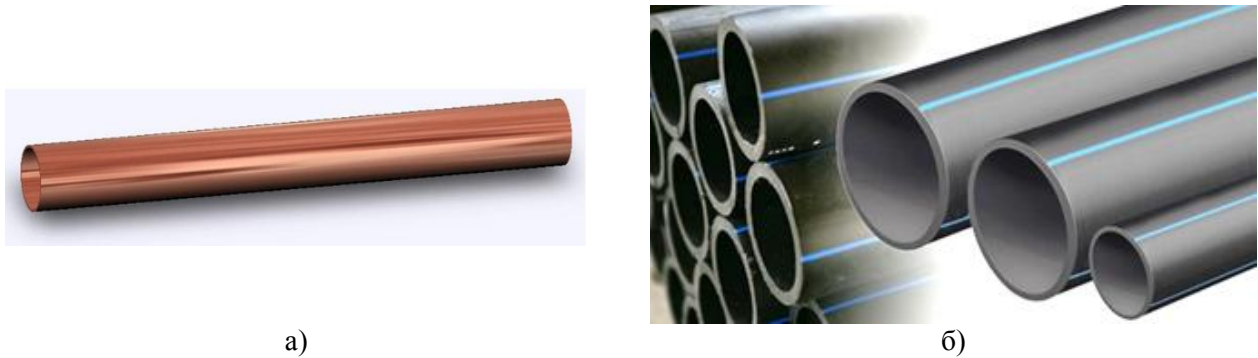
12.3.1. Компоненте дијелови цјевовода

У састав цјевовоса спадају поред цијев и спојни еементи, арамтурни комади, мјерни инструменти, носачи и компензатори, заштитна средства од корозије и топлотна изолација. Опрема цјевовоа је следећа:



12.3.2. Цијев

Цијев – чврсти шупљи дугачки (једна димензија – дужина, далеко већа од друге двије) елементи постројења, израђени од различитих материјала, једнаке дебљине зида, у правилу кружног попречног пресека (могу бити и овалне или правоугаоне, углавном се користе израђене од челичних или пластичних материјала), слика 12.10.



Слика 12.10: а- Цијев 54 Ø×2 mm (DN 50 – унутрашњи пречник 50 mm); б- Црна бешавна цијев

Цијев се означавају са:

- пречницима: вањским, D , m, и унутрашњим, d , m,
- вањским пречником и дебљином зида, s , m,
- дужином, L , m, (може се изоставити ако се подразумејева нормирана дужина)
- стандард (која обухваћа цијев)
- материјал (од кога је цијев израђена).

Материјали од којих су израђене цијев - Цијев је одређена с материјалом и геометријом. За израду цијеви се користи врло велик број различитих материјала (око 2000 године прије Христа у Кини су кориштене водоводне цијев израђене од бамбуса), а детаљи и геометрија цијеви одређени су у стандардима. Избор материјала цијеви зависе о захтјевима инвеститора и ограничењима (прописи).



Стандардизоване цијеве - имају прописане карактеристике појединих материјала:

-Челик - Бешавне и шавне челичне цијеве поред транспортне имају и конструктивну функцију. Због велике чврстоће и жилавости лако се уграђују с великом сигурношћу од лома, што осигурава добро коришћење материјала, брзу уградњу и велику економичност. Цијевоводи са завареним спојевима се брзо изводе а спојеви са прирубницама су потребни на мјестима спајања цијеве с другим елементима цијевовода. У стандардима/нормама су обухваћене шавне и бешавне цијеве које се израђују од различитих нелегираних и легираних челика. За спрјечавање корозије нелегираних челичних цијеве потребна је одговарајућа заштита, с унутрашње стране и вањске стране (нпр. поцинчавање). Код полагања цијеве у земљу цијеве се превлаче или облажу слојем битумена, пластичне масе или цементне жбуке.

- Црне бешавне цијеве - Челичне шавне и бешавне цијеве: DIN EN 10220
- Новојне челичне цијеве: DIN EN 10255 , DIN 2448 – Бешавне цијеве
 - Топло поцинчани челик
 - Нехрђајући челик
 - Лијevano жељезо
 - Цијеве од нодуларног лијева се користе у изведбама градских мрежа за снабдијевање питком водом, те за одвођење комуналних, падавинских и технолошких отпадних вода.

- **Бакар** - Лако се обликују и спајају, а отпорне су на корозију у увјетима који су блиски природним. Користе се у кућанским инсталацијама. Бакарне цијеве: DIN EN 1057.

- **Пластичне масе** – од пластичних маса најчешће се користе:

- Полиетилен PEHD - Водоводне цијеве од полиетилена PEHD: DIN 8074
- Полипропилен - DIN 8077/78.

Предности и недостаци појединих материјала за израду цијевовода – сваки материјал има своје предности и недостатке а овдје наводимо основно за поједине материјале од којих се израђују цијевоводи:

А) Карактеристике челичних цијевовода

Као предности можемо навести:

- Израђују се у standardizovananim величинама
- Најподеснији су за израду фиксираних (neprenosivix) сјевовода
- Могуће је успоставити високе притиске
- Постоји више начина спајања

Недостаци су:

- Подложни су корозији , абразији и инкрустацији

Б) Карактеристике пластичних цијевовода

Као предности могуће је навести:

- Израђују се у standardizovananim величинама
- Најподеснији су за преносиве и монтажне цијевоводе
- Нема корозије и отпрони су на абразију и инкрустацију

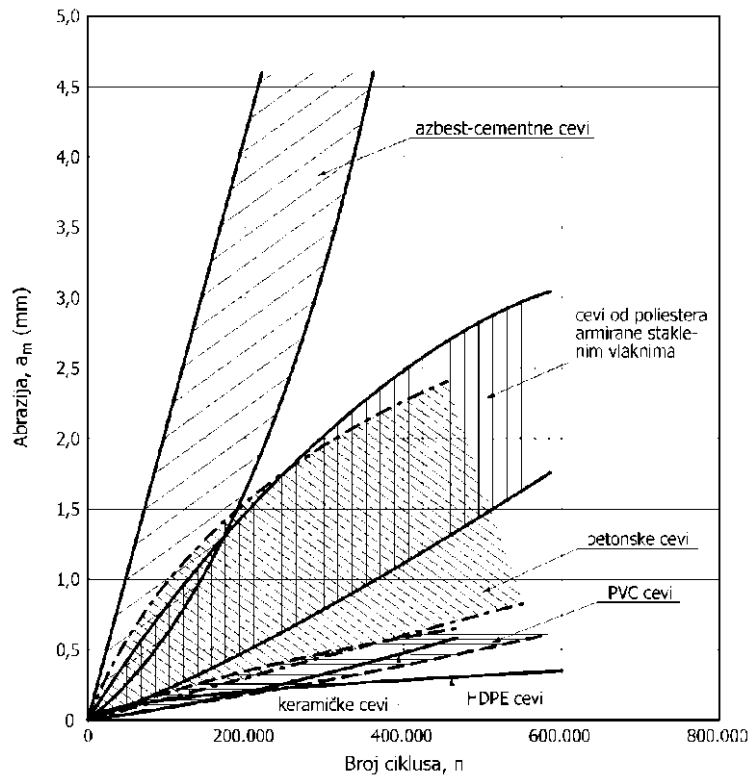
Недостаци су следећи:

- Користе се за ниже притиске (мање од 10 (16) bara)
- Компликованија су спајања и настављања

На слици 12.11 је дат преглед отпроности на абразију појединих материјала од којих се израђују цијеви.

В) Карактеристике цијева

Еластична цијева се користе умјесто крутих цијеви ако се спојеви с другим елементима цијевовода морају лако састављати/растављати, или ако други елементи (спојени цијевом) требају бити узајамно покретни. Користе се за ниске притиске (до 5 бар-а) а када говоримо у њиховој употреби у рударству користе се као прикључци за машине, при мијењању правца или мањим прикључцима на магистралне водове.

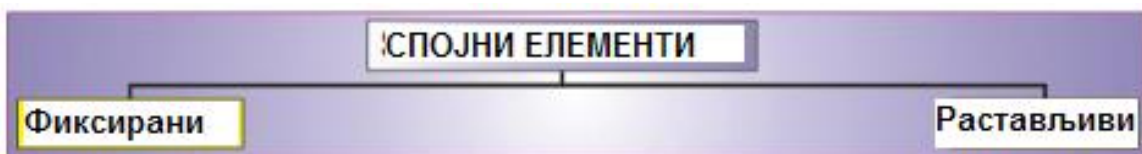


Слика 12.11. Отпроност на абразију

12.3.3. Спојни елементи

Спојни елементи (други назив увријежен јесте „фитинзи“) су намијењени узајамном спајању цијеви цијевовода и спајању цијеви с осталим елементима цијевовода. Разликују се:

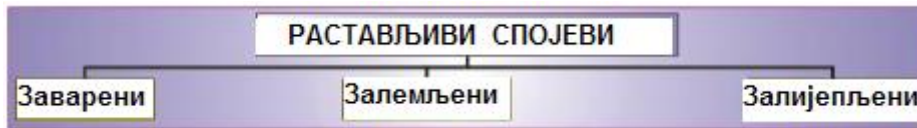
- Навојни спојеви
- Наглавни спојеви
- Прирубнички спојеви



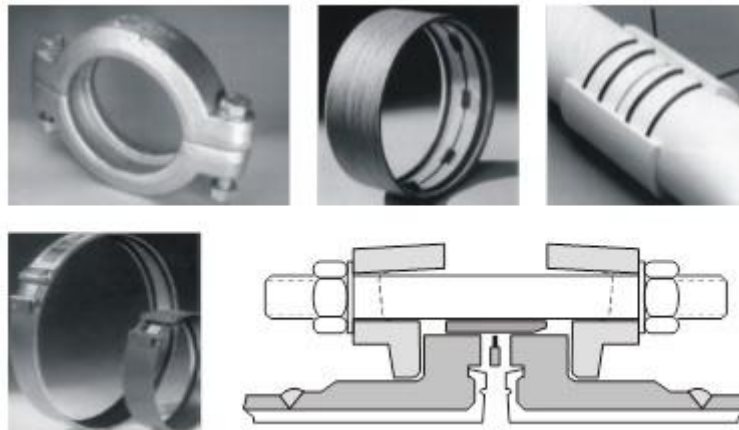
Растављиви спојеви цијевовода

Посебни спојеви - Најчешће се срећу заварени спојеви код челичних цијевовода, залемљени спојеви код челичних бакарни и полиетиленских цијевовода, те залијепљени спојеви код ПВЦ цијевовода. Код цијевовода израђених од различитих материјала за различите намјене користи се велики број различитих растављивих спојних елемената:

- прирубнице– код челичних, полиетиленских цјеговода,
- навојни спојни елементи/прирубнице–код топло поцинчаних челичних цјеговода (фиксне и летеће),
- фазонски комади/специјалне спојнице –код цијеви од сивог лијева,
- посебни спојни елемент



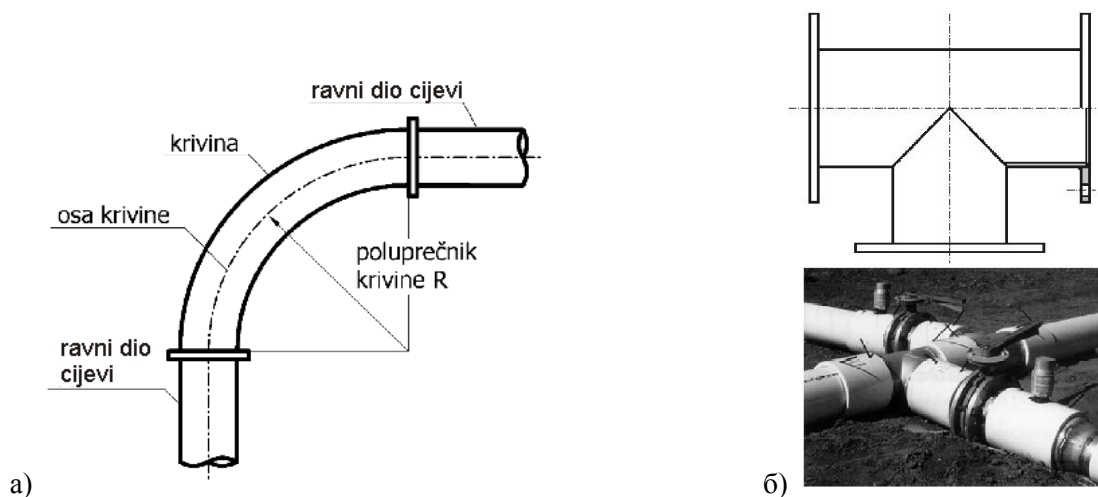
На слици 12.12. су приказане специјалне спојнице



Слика 12.12. Специјалне спојнице: металне и пластичне прирубнице, фазонски комади

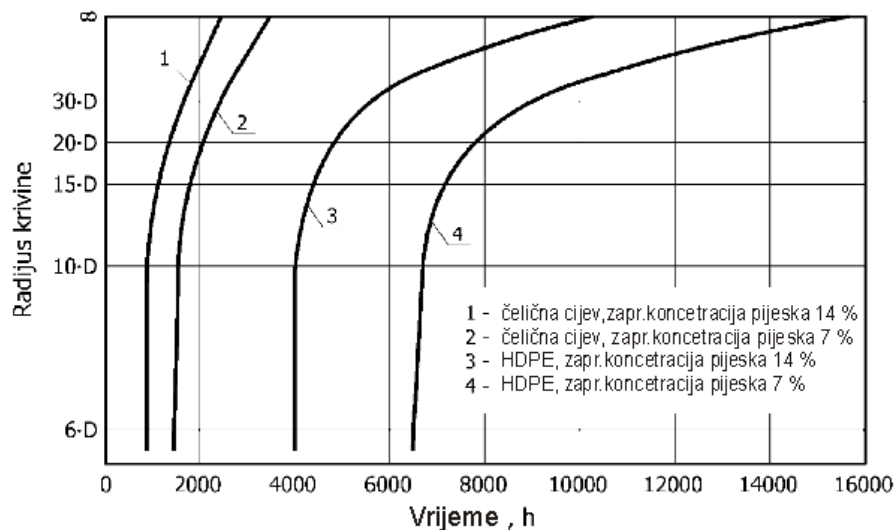
12.3.4. Кривине на цјеговоду и трасирање цјеговода

Приликом трасирања цјеговода неопходно је конструисати кривине којима се мијења правац пружања цјеговода из разлога праћења површине /топографије терена или одржавања пројектованог нагиба или неких других конструкторских разлога. Када се говори о конструкторским дијеловима којима се мијења ток хидромјешавине односно цјеговода онда је могуће навести кривине и рачве. На слици 12.13 а дат је приказ фазонског комада кривине а на слици 12.13.б је приказана рачва.



Слика 13.12: а- кривина цјеговода; б- рачва цјеговода

Уграђивање кривина и фазонских комада којима се мијења правац пружања цјеговода свакако утиче на скраћење животног вијека цјеговода и на слици 12.14. је дат дијаграм на којем је приказан утицај полупречника кривине на вијек цјеговода као и учешће чврсте фазе у хидромјешавини.



Слика 12.14. Дијаграм зависности радног вијека цјевовода од полупречника кривине и густине хидромјешавине

12.3.5. Принципи трасирања и монтирања цјевовода

Нека од основни правила која се користе приликом пројектовања/трасирања цјевовода су:

- цјевовод се води најкраћом могућом линијом,
- обим грађевинских радова на уређењу трасе треба масено уравнотежити и свести на минимум,
- треба избјегавати контрападове,
- генерални и парцијални нагиб цјевовода мора бити мањи од критичног,
- број кривина треба свести на минимум
- цјевовод треба да прати одговарајућа саобраћајница ради одржавања трасе и цјевовода.

Када аговоримо о мотажи цјевовода онда се свакако идеја о трасирању са најкраћом могућом дужином и најједноставнијом трасом у многим случајевима остварује монтирањем цјевовода на постојеће мостне конструкције, конструисањем висећих дијелова траса преко кањона или већих депресија на терену, монтирањем цјевовода на већ постојеће конструкције и објекте и сл.

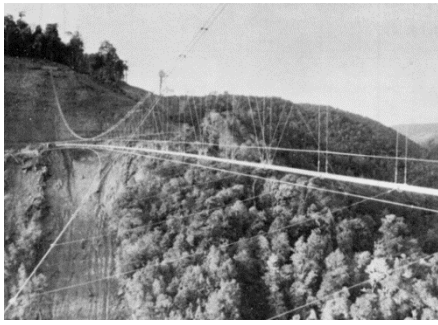
На основу начина монтирања и изградње цјевовода исти се могу подијелити на, слика 12.15.:

- Надземно – цјевоводни мостови (обично унутар индустријских кругова)
- Потерену (на ниским ослонцима)
- Укопавањем (у нашим климатским условима дубина укопавање је 0,8-1,2 m)

При монтажи цјевовода је у одређеним ситуацијама потребно користити носиву контрукцију и носаче цјевовода (слабо носиво тло, монтажа цјевовода над водом и др.) или компензаторе.

Носећа конструкције или носачи прихватају тежину цјевовода (испуњеног флуидом) те тиме смањују механичка оптерећења компонената цјевовода, слика 12.16.

Компензатори омогућавају температурне дилатације цјевовода, а без појаве недозвољено великих сила и напрезања, слика 12.16.



Висећа конструкција



Вођење цјевовода по мостној конструкцији



Слика 12.15 Приказ различитих начина монтажа цјевовода

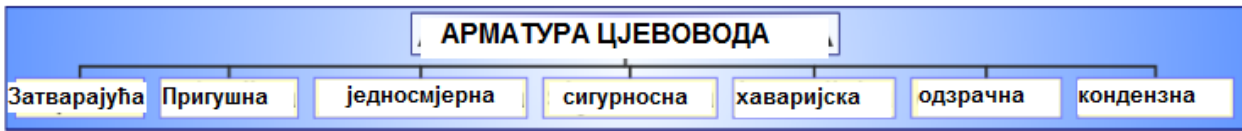


Слика 12.16. Лаке и тешке носиве конструкције цјевовода

12.3.6. Цјевовода арматура

Цјевоводна арматура је опрема намијењена регулацији протока, притиска и састава флуида. У системима са апаратима за јерење и контролу рада, напојним сандуцима и резервоарима (енергетика и процесна техника) арматура је намијењена усмјеравању, повећавању/смањивању протока флуида. Према намјени разликује се:

- затварајућа–одвајање једног дијела цјевовода од другог (вентили)
- пригушна–смањивање притиска
- једносмјерна–допушта ток флуида само у једном смјеру
- сигурносна–спријечава пораст притиска преко максималне допуштене вриједности
- хаваријска–прекида ток флуида при појави хаварије
- одзрачна–издвајање ваздуха из текућине
- кондензациона–издвајање кондензата из гаса (код гасовода)

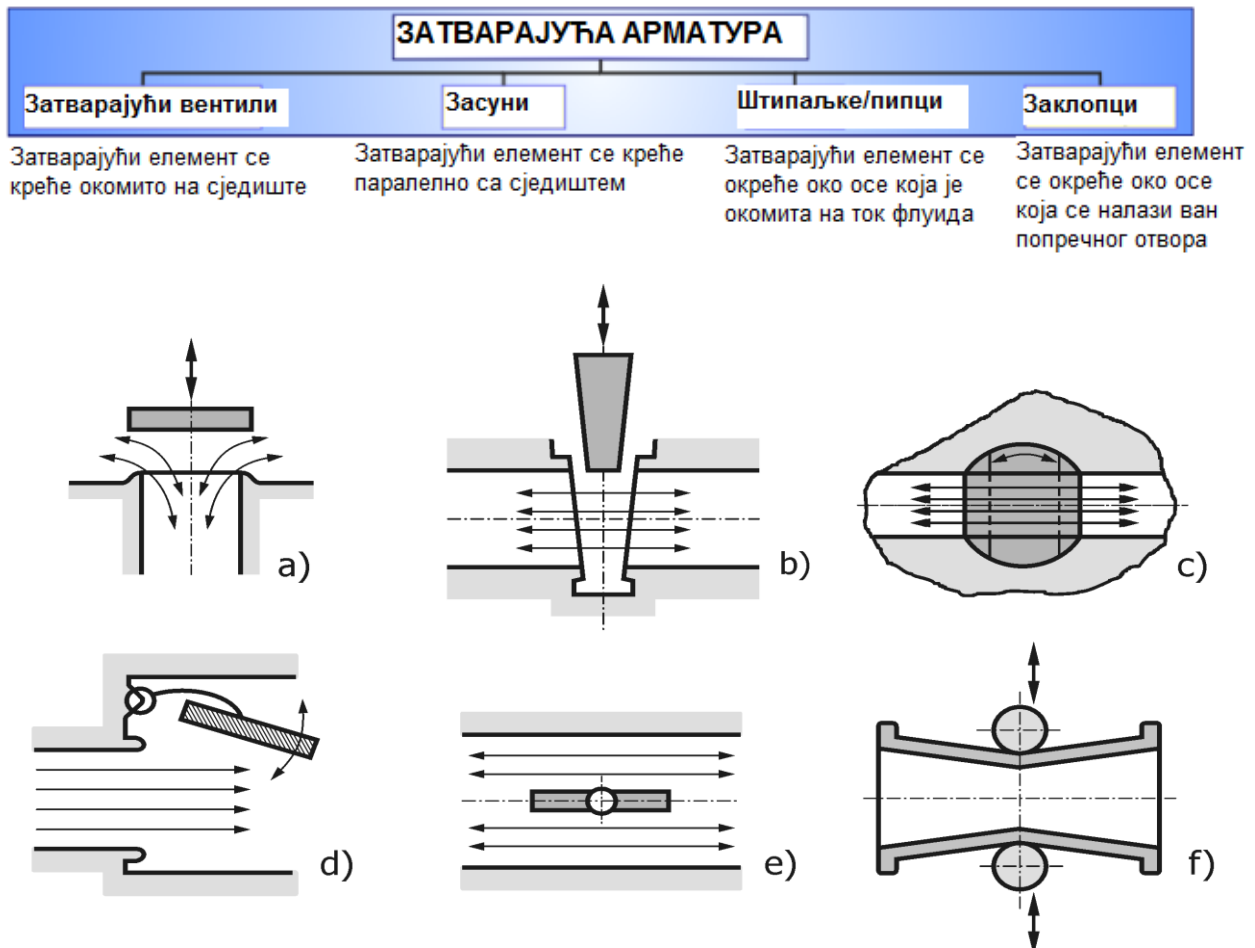


А) Затварајућа арматура цјевовода

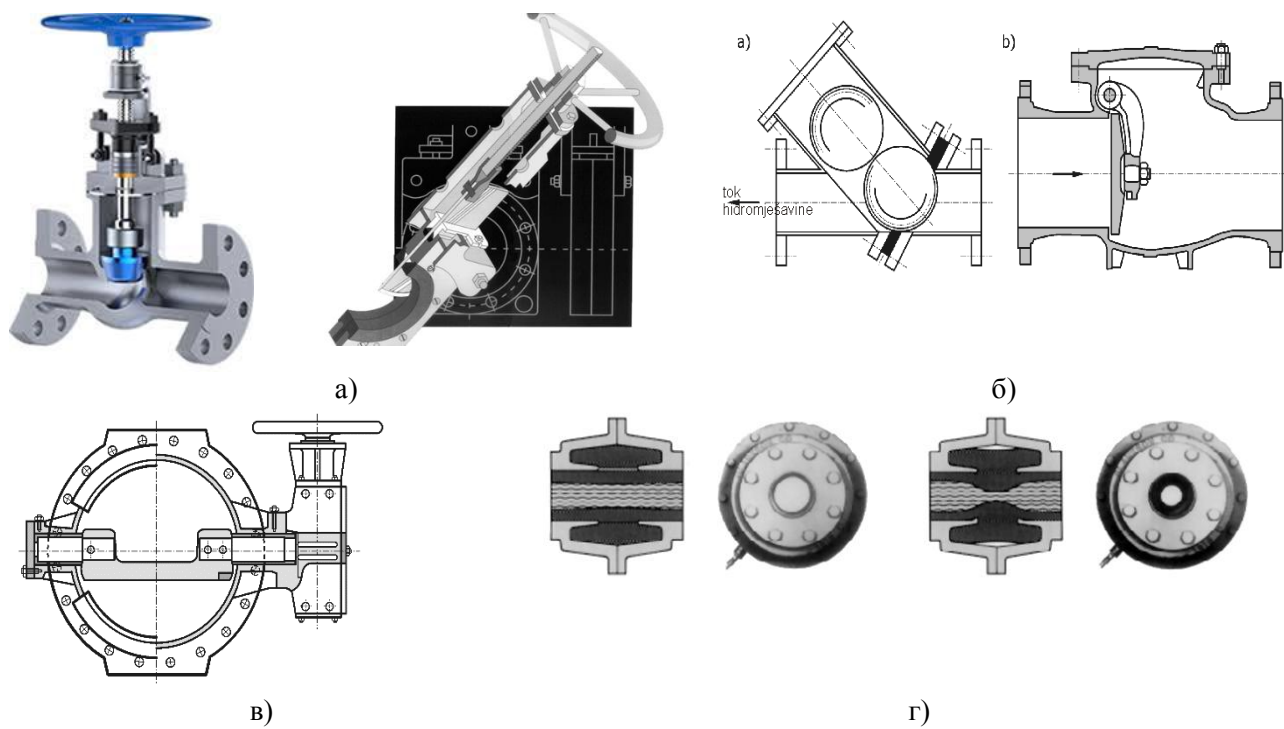
Затварајући елементи омогућавају одвајање једног дијела цјевовода (с једне стране затворног елемента) од другог дијела (с друге стране затварајућег елемента). Елементи запорне арматуре обухваћају:



Према облику и кретању затварајућег елемента разликујемо, слика 12.17:



Слика 12.17: а) вентили, б) засуни или шибер вентили, с) славине, д) приклопци или кланне, е) лептир “baterflaj” вентили, ф) штипаљке “pinč” вентили



а) б) в) г)
Слика 12.18: а- Засун за цјеговоде хидромјешавине; б- Приклопци;
в- Лептирице; г- Штипаљке/пинч вентили

13. ВРСТЕ ХИДРОМЈЕШАВИНА

Различито понашање хидромјешавина формираних од чврсте фазе различите крупноће при различитим концентрацијама довело је до опште подјеле хидромјешавина на:

- хомогене хидромјешавине, и
- хетерогене хидромјешавине.

Хомогене хидромјешавине се називају још монофазне и неталожне хидромјешавине. Хетерогене се зову двофазне и таложне хидромјешавине. Хомогене хидромјешавине се најбоље описују реолошким параметрима. За дефинисање режима транспорта битно је познавати Рејнолдсов број зато што он представља однос сила инерције и вискозитета.

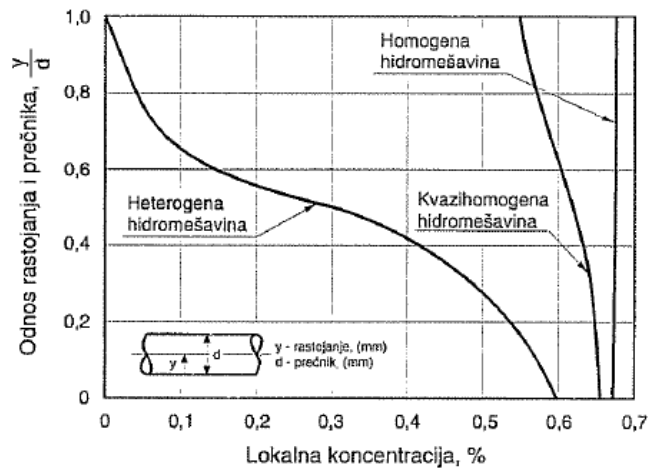
Насупрот њима, хетерогене хидромјешавине се не могу довољно прецизно дефинисати Реунолдсовим бројем јер код њих вискозитет (због различитог понашања двије независне фазе, на различитим дијеловима попречног пресека цјевовода) не дефинише понашање цјелокупне хидромјешавине. Хетерогене хидромјешавине се најбоље описују Фројдовим бројем који представља однос сила инерције и гравитације. Оправданост увођења силе гравитације произилази из особине хетерогених хидромјешавине да се честице таложе на дну цијеви.

Од самих почетака се појавио проблем тачног дефинисања хомогености, односно хетерогености поједине хидромјешавине. Најпростији начин дефинисања био је на бази гранулометријског састава, Хидромјешавине сачињене од зрна ситнијих од 0,040 mm (ггк или d_{95}) сматране су хомогеним. Ако је, при овим крупноћама, запреминска концентрација изнад 30% Ч тада се са великом поузданошћу може тврдити да се ради о хидромјешавини која се понаша као хомогена. Хидромјешавине сачињене од зрна крупнијих од 0,150 mm и са запреминском концентрацијом испод 30% Ч сматрају се хетерогеним. Неки специфични, гранични, случајеви (ситна зрна при малој концентрацији, крупна зрна при високој концентрацији, превладавање зрна између 0,040-0,150 mm уз граничну концентрацију и сл.) не могу се на овако прост начин дефинисати већ се мора приступити детаљнијим испитивањима.

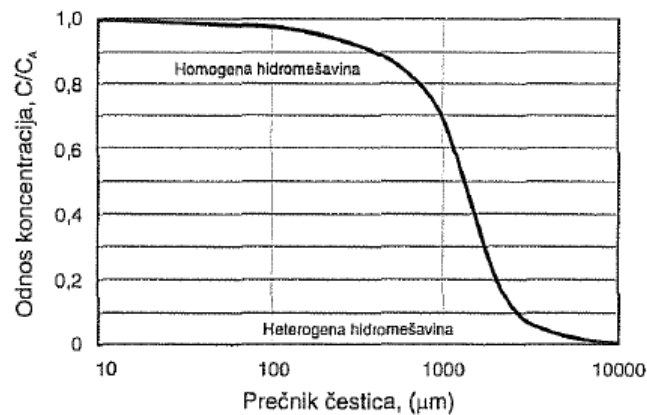
Изведена је подјела и на бази проучавања понашања чврстих честица у попречном пресеку цјевовода. Хидромјешавине код којих су чврсте честице правилно распоређене по цијелом попречном пресеку и код којих је оса брзине веома близу оси цјевовода сматрају се хомогеним. Хидромјешавине код којих нема правилног распореда чврстих честица у попречном пресеку цјевовода већ се те честице више концентришу у доњој половини цјевовода (дакле, таложе се) и код којих постоји јасна разлика између осе брзине и осе цјевовода сматрају се хетерогеним. Повећањем брзине и концентрације чврстих честица показало се да је могуће хетерогену хидромјешавину "превести" у хомогену јер долази до правилне дистрибуције чврстих честица по попречном пресеку цијеви што узрокује приближавање осе брзине и цјевовода. Ове хидромјешавине су назване квазихомогене или псеудохомогене. Графички приказ све три наведене врсте дат је на слици 13.1.

Васп је проучавајући врсте хидромјешавине увео појмове - критеријум хомогености и критеријум хетерогености. Своја истраживања је обављао са хидромјешавином угља мјерећи концентрацију чврстих честица (у цјевоводу номиналног пречника-ND 350 mm, при транспортној брзини од 1,8 m/s и масеној концентрацији чврстих честица од 50%) на 0,08 D од врха цијеви ка центру. На бази тих мјерења конструисао је дијаграм приказан на си. 13.2. На ординати нанесени параметар C/C_A представља однос између измјерене концентрације на 0,08 D од врха цијеви и просјечне концентрације у хидромјешавини. Примењујући критеријум хомогености или хетерогености могуће је дефинисати врсту хидромјешавине. По Васпу хидромјешавина је хомогена ако је C/C_A веће од 0,8 (тзв. критеријум хомогености), а хетерогена ако је C/C_A мањи од 0,1 (тзв. критеријум хетерогености). Хидромјешавине између ова два критеријума су прелазне или транзитне. Очигледно је, да се примјеном критеријума хомогености хидромјешавине најчешће сврставају у прелазну (јасно недефинисану) групу јер она покрива зону код које је разлика између стварне и просјечне концентрације чак 10-80%. Практична корист од увођења параметра хомогености је да се са великом поузданошћу може тврдити да се хидромјешавина дефинисана као хомогена и понаша по

законитостима понашања хомогене хидромјешавине, односно хетерогена по законитостима понашања хетерогене хидромјешавине.



Слика 13.1. Карактеристични профил у цијевоводу при транспорту различитих хидромјешавина

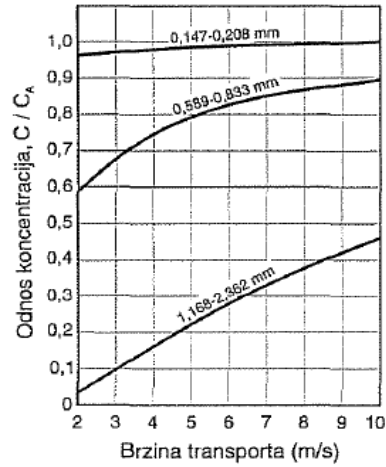


Слика 13.2. Утицај гранулометријског састава честица на C/C_A

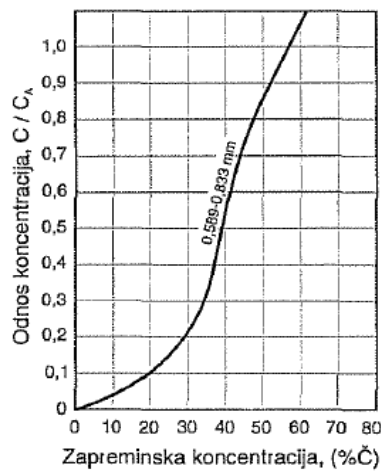
Познавањем горње граничне крупноће минералне сировине (d_{95}) и коришћењем дијаграма са слике 13.2. (додатним истраживањима показао је примјенљивост резултата на свим минералним сировинама) могуће је очитати параметар C/C_A , односно могуће је одредити да ли се хидромјешавина понаша као хомогена или хетерогена. Васп је својим истраживањима показао да хомогене хидромјешавине, са повећаном концентрацијом чврсте фазе, много не мијењају своје понашање при различитим транспортним брзинама, односно да је могуће повећањем транспортне брзине промијенити понашање хетерогене хидромјешавине свдећи их на хомогене (дијаграм на слици 13.3). Такође је доказао да је концентрација чврстих честица унутар хидромјешавине битан фактор хомогености односно хетерогености. Наиме, хидромјешавине сачињене од крупнијих честица са масеном концентрацијом испод 20% Ч се у свакој прилици понашају као хетерогене. Тек повећањем концентрације изнад 50% Ч стичу се услови да се хетерогена хидромјешавина понаша као хомогена (дијаграм на слици 13.4.).

Ауде је 1971. године, објавио дијаграм приказан на слици 13.5 у којем је извршио разграничење између хомогених и хетерогених хидромјешавина на бази горње граничне крупноће (d_{95}) и густине чврсте фазе при транспортним брзинама од 1,2-2,1 m/s. Дијаграм има велику практичну вриједност јер је начињен за уобичајене транспортне брзине и омогућава да се на прост начин дефинише хидромјешавина.

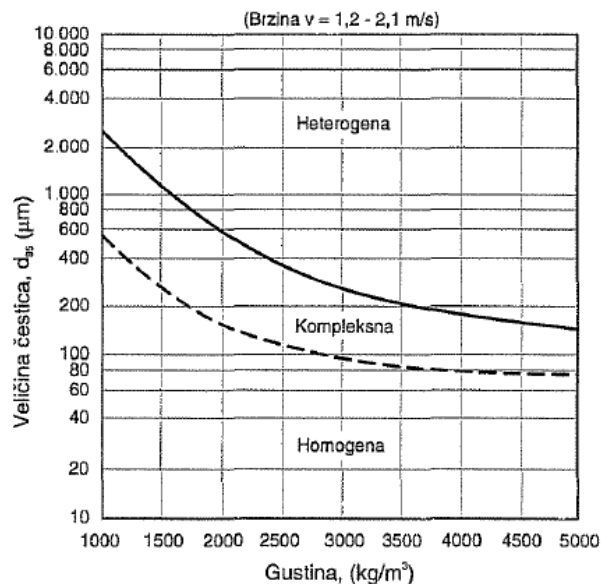
Дуранд је, желећи да поједностави процедуру, дефинисао критеријум хомогености, односно хетерогености тако да све хидромјешавине сачињене од зрна ситнијих од 0,050 mm сматра хомогеним, а од зрна крупнијих од 0,150 mm хетерогеним. Касније се ова подјела показала важећом само за случај транспорта пијеска и шљунка.



Слика 13.3. Утицај брзине транспорта на C/C_A



Слика 13.4. Утицај концентрације на C/C_A



Слика 13.5. Разграничење између хомогених и хетерогених хидромешавина извршено на бази ггк чврсте фазе за брзине транспорта од 1,2-2,1 м/с.

Тхомас је критеријум хетерогености дефинисао односом брзине таложења и брзине трења. Хидромјешавина је хетерогене када је (13.1.) и (13.2.):

$$\frac{v_s}{v} \geq 0,2 \quad (13.1.)$$

$$v = v \sqrt{\frac{\lambda}{2}} \quad (13.2.)$$

Чарлс сугерише да се као критеријум хетерогености усвоји однос брзине таложења и трења од (13.3.):

$$\frac{v_s}{v} \geq 0,13 \quad (13.3.)$$

Невит је експериментално утврдио да ће се хидромјешавина понашати као нехомогена у следећем случају, (13.4.):

$$v \leq \sqrt[3]{1800 g D v_{ss}} \quad (13.4.)$$

Дакле, проблем одређивања врсте хидромјешавине заокупља пажњу истраживача током цијелог прошлог вијека али подстицаји истраживања могућност ипрактичног (инжењерског) коришћења њихових резултата и оптимизације услова хидрауличног транспорта чврстих честица увијек постоје и настоје се реализовати. Најпростије речено, хомогене хидромјешавине се могу транспортовати у ламинарном режиму струјања, при малим брзинама, а самим тим уз мале трошкове (енергија, одржавање и си.) и без бојазни да ће доћи до заглавијавања цјевовода или проблема при рестартовању. Изузетак чине само изузетно концентроване хидромјешавине, са изразитом "пластичношћу" код којих долази до неких аномалија и проблема при транспорту центрифугалним муљним пумпама (нагло опада капацитет и ефикасност пумпања). Код хетерогених хидромјешавина ситуација је потпуно обрнута. Транспорт се не може одвијати у ламинарном режиму већ је неопходно успоставити турбулентни режим што опет доводи до повећања транспортне брзине изнад критичне, до повећања трошкова услед абразије, повећане потрошње енергије и сдр уз потребу сталне контроле транспортних услова како не би дошло до таложења чврстих честица и прекида транспорта. У рударској пракси најчешће се сусрећемо са хетерогеним и хидромјешавинама из прелазне зоне. Као једини изузеци могу се, у неким случајевима, посматрати флотацијски концентрати који се услед мале крупноће и високе концентрације (када се транспортују након фазе згушњавања) могу сматрати хомогеним

13.1. ТЕЧЕЊЕ ХЕТЕРОГЕНИХ ХИДРОМЈЕШАВИНА

Течење хетерогених хидромјешавина је једноставније за разумијевање и дефинисање него течење хомогених хидромјешавина. Код ових хидромјешавина енергија машине (пумпе), односно положаја се предаје флуиду (нпр. води) који подиже и носи чврсте честице које су у статичној ситуацији када кретања нема исталожене на дну цијеви. Исталожене чврсте честице показују отпор покретању и каснијем транспортовању тако да се дио примљене енергије троши на савлађивање тих отпора, У зависности од разлике енергија којом флуид, фактички, располаже (исказано преко брзине транспорта) могу се уочити три типа течења, односно транспорта, слика 13.6.:

- а) транспорт хетерогене хидромјешавине у струји турбуленције,
- б) транспорт салтацијом,
- в) транспорт чврстих честица у облику покретног слоја.

Први тип транспорта карактерише хетерогене хидромјешавине код којих је брзина транспорта таква да се сва зрна подигну са дна цијеви и да их тако "носи" турбулентна струја носећег флуида - воде. Овај тип се сусреће код хидромјешавина код којих је стварна брзина много већа од критичне.

Транспорт салтацијом карактерише хидромјешавине сачињене од крупнијих зрна. Струја носећег флуида подиже зрна са дна цијеви, алт их не може задржати јер је сила таложења већа од силе отпора па зрна падају на дно, једно вријеме се котрљају по дну цијеви одакле их флуид поново подиже и тако

редом. Овај тип транспорта сусреће се код хидромјешавина код којих је стварна брзина већа од критичне за мање од 30%.

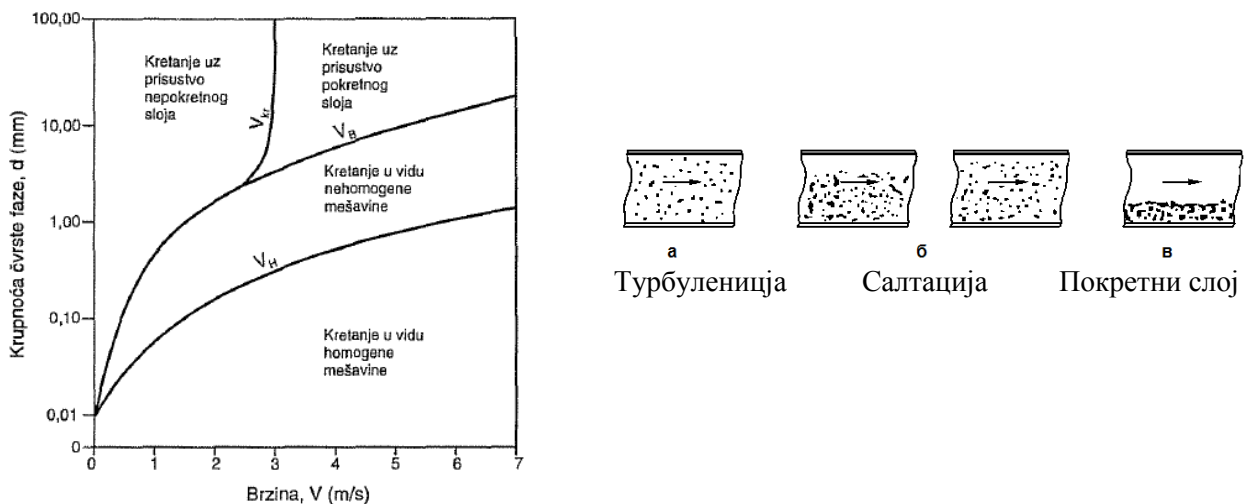
Трећи тип транспорта се сусреће код крупнијих хидромјешавина веће концентрације код којих је стварна брзина приближно једнака критичној. На дну цијеви се формира слој повећане концентрације чврстих честица који се креће мањом брзином од просјечне брзине у цијеви. Упркос великој концентрацији и дистрибуцији честица по дну цијеви, транспорт се и даље обавља, при чему ни једно зрно није непокретно.

У пракси је тешко обезбиједити транспорт који се обавља само на један од наведених начина. Обично се, у реалним условима, сусрећу истовремено сва три типа течења. Најситнија зрна бивају захваћена и ношена струјом турбуленције кроз центар и у горњем дијелу цијеви, крупнија и гушћа зрна се транспортују салтацијом у доњој половини цијеви, а најкрупнија згуснута зрна падају на дно и крећу се у облику слоја

Економски је најприхватљивији трећи тип течења јер се са најмањим енергетским утрошком обавља транспорт. Но, технолошка непоузданост и бојазан да сваког момента може доћи до смањења брзине, преласка покретног у непокретни слој и заглављивања цијевовода најчешће елиминишу овај тип течења из праксе. У случају када се у фази транспорта жели да обави и грубо, дисконтинуално, одвајање једне минералне сировине мање густине од друге минералне сировине веће густине (нпр. заједнички транспорт угља, густине 1200-1500 kg/m³, и шљунка густине око 2700 kg/m³) могуће је примјенити овај тип течења, мада се не препоручује. У англосаксонској литератури овом типу транспорта се често додаје и одредница "арт оф транспортацион".

На слици 13.6 дат је дијаграм из којег се може уочити однос брзине транспорта, крупноће чврсте фазе и типа течења пошто је тип транспорта директно условљен просјечном брзином транспорта хидромјешавине и крупноћом чврсте фазе. На дијаграму су приказане три карактеристичне брзине:

- v_{kr} - гранична брзина између струјања хомогене и нехомогене хидромјешавине, сагласно обрасцу *Невита*;



Слика 13.6. Дијаграм условљености транспорта брзином и крупноћом чврсте фазе; типови течења хидромјешавина-начина транспорта

- v_a - гранична брзина између струјања нехомогене мјешавине и кретања у виду покретног слоја, сагласно обрасцу *Невита* (13.5.):

$$v_B = 17 \cdot v_{ss} \quad (13.5.)$$

- v_{kr} - критична брзина хидромјешавине при којој почиње таложење честица, сагласно обрасцу *Дуранд-Кондиолиса*.

13.2. ТИПОВИ ПРОТИЦАЊА ХОМОГЕНИХ ХИДРОМЈЕШАВИНА

Дефинисањем неке хидромјешавине као хомогене истраживачки проблем се не ријешава већ се практично тек отвара. Наиме, постоји више врста хомогених хидромјешавина, а понашање сваке од тих врста је различито. Да би се практични проблем могао разријешити потребно је обавити даље дефинисање хомогене хидромјешавине. Флуиди се дијеле на:

- њутновске, и
- нењутновске флуиде.

Флуиди који се покорављају *Нутон*-овом закону протицања, односно код којих је вискозитет, за дати притисак и температуру, константан називају се њутновски, а они флуиди код којих вискозитет није константан нењутновским флуидима. Нењутновски флуиди, када се разматрају као систем сачињен од раствора и растварача, дијеле се, у реолошком смислу у три групе:

- нењутновски системи код којих реолошке карактеристике не зависе од времена и код којих је брзина смицања зависна само од примјењеног напона смицања,
- нењутновски системи код којих реолошке карактеристике зависе од времена,
- високоеластични системи код којих реолошке карактеристике зависе од времена, али показују особине и чврстих тијела (еластичност) и течности (вискозитет).

Системи из прве групе нењутновских система (практично најважнији с аспекта примјене хидрауличног транспорта у рударској пракси) показују трт типа протицања:

- дилатантно,
- псеудопластично, и
- пластично (изражено по *Бингаму* или *Cassony*).
- Општи образац за дефинисање типа протицања хидромјешавина има следечи облик (13.6.):

$$\tau = \tau_0 + \mu \left(\frac{dv}{dx} \right)^n \quad (13.6.)$$

Дакле, тип протицања се дефинише преко обрасца за напон смицања. Укупни напон смицања зависи од почетног напона смицања (ако постоји) и умношка динамичког вискозитета са елементарном брзином транспорта. При томе елементарна брзина транспорта има експонент који је различит за различите типове протицања. Вриједности почетног напона смицања (τ_0) и експонента (n) за све врсте протицања су:

Тип протицања	Почетни напон смицања, τ_0	Експонент, n
Њутновски	0	1
Дилатантни	0	>1
Псеудопластични	0	<1
Пластични	$\neq 0$	1

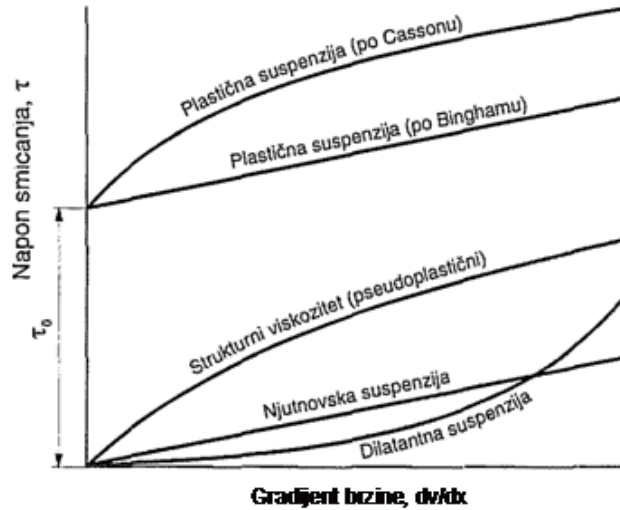
На слици 16.7 у дијаграму $\tau - dv/dx$ приказан је облик кривих које карактеришу поједине типове протицања.

Дилатантно протицање карактерише нагли раст напона смицања при повећању брзине смицања уз одсуство приносног или почетног напона, Овај начин протицања среће се код хомогених хидромјешавина концентрације око 50%, сачињених од крупнијих честица између којих долази до механичког трења. Примјер дилатантног протицања је транспорт суспензије кварцног пијеска у сепарацији угља "Колубара".

Код **псеудопластичног протицања** нема приносног напона смицања и напон смицања много брже расте при нижим брзинама него при вишим. Псеудопластично протицање може се изразити преко израза за вискозитет на следећи начин (13.7.):

$$\mu = K \left(\frac{dv}{dx} \right)^n \quad (13.7.)$$

Константа n означава степен нењутновског понашања хидромешавине и креће се од 0-1, Што је n веће хидромјешавина се понаша приближније њутновским флуидима. За $n=1$ хидромјешавина се понаша као њутновски флуид. Константа K је мјерило конзистенције хидромјешавине и већа је што је вискозитет већи (из израза 4,6. је очигледна директна зависност). Код њутновских флуида $K=\mu$. Примјер псеудопластичног протицања је протицање самљевене руде бабра (65-70% -0,074+0 mm) на руднику Церово код Бора.



Слика 16.7. Типичне криве протицања

Пластични системи не показују течење при притисцима који су мањи од одређене вриједности за тај систем. Односно, да би течења уопште било, неопходно је постојање неког почетног или приносног напоп смицања. Његовим достизањем течење започиње и хидромјешавина се понаша као течност. Разликују се два типа пластичног протицања. Бингхам-ов тип протицања показује праволинијску зависност напоп смицања после достизања притиска који је већи од приносног, а код Casson-овог типа протицање нема праволинијску зависност. Узрок појаве пластичног протицања је стално узајамно дејство честица унутар хидромјешавине. Примјер овога типа протицања је протицање хемијски активног пепела на термоелектрани "Косово-Б" у Обилићу.

14. БРЗИНА ТРАНСПОРТА

Код хидрауличког транспорта минералних сировина, у теорији и пракси, разликују се:

- стварна и критична брзина (код хетерогених хидромјешавина), и
- стварна и транзитна брзина (код хомогених хидромјешавина).

У оба случаја стварна брзина има идентичну дефиницију. Представља количину хидромјешавине која прође кроз попречни пресјек цјевовода у јединици времена. Друге двије, од наведених брзина, представљају уско транспортно подручје у којем се мијења режим течења из турбулентног у ламинарно -**транзитна брзина**, односно подручје у којем се транспорт обавља на граници испод које долази до престанка транспорта и заглављивања цјевовода -**критична брзина**. Потпуно хомогене хидромјешавине се могу транспортовати брзином која је једнака или мања од транзитне брзине, док се хетерогене хидромјешавине не могу транспортовати брзином која је испод критичне.

Док се стварна брзина математички може егзактно изразити као просјечна брзина кретања мјешавине чврсте и течне фазе, дотле су транзитна и критична брзина математички егзактно недефинисане и представљају се као резултат експерименталних радова многих аутора на различитим сировинама и при различитим условима. Као такво, њихово коришћење је отежано и захтјева одређено искуство корисника ради избора најбољег начина прорачуна. Управо оваква ситуација утиче да су сви прорачуни само приближно тачни (могуће је одабрати методологију и обрасце прорачуна који дају задовољавајућу тачност за практичну примјену) и да је најбоље за сваку конкретну сировину и за конкретне транспортне услове експериментално одредити ове граничне брзине. Код транспорта на велике даљине управо тако се и ради, док се код транспорта на кратке даљине одређивање врши коришћењем познатих образаца. Шта је кратки, а шта дуги транспортни пут није егзактно дефинисано. Може се усвојити да цјевоводи чија је дужина изнад 5 km спадају у дуге, а они који су краћи од 5 km у кратке цјевоводе.

14.1. СТВАРНА БРЗИНА

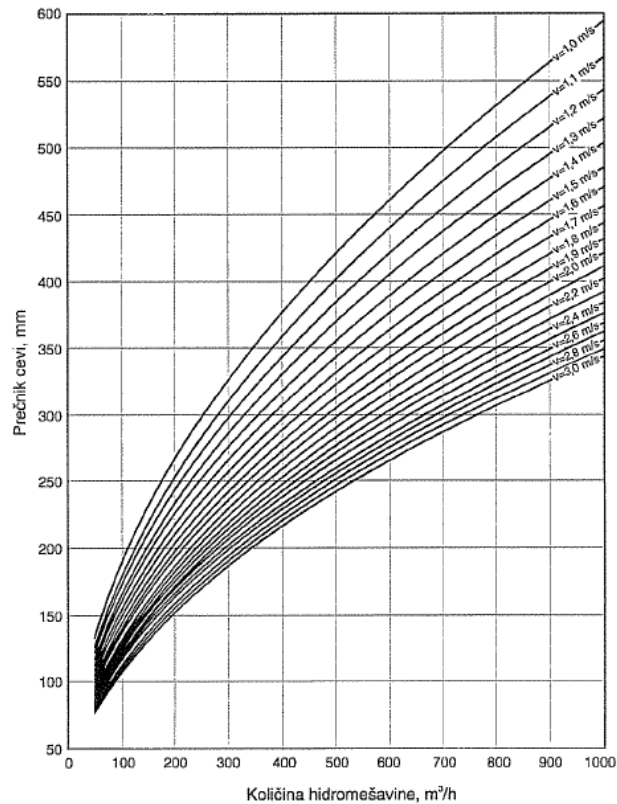
Стварна брзина транспорта представља количину хидромјешавине која прође кроз попречни пресјек познате површине у јединици времена. Исказано у облику обрасца, стварна брзина је (14.1.):

$$v = \frac{P}{A} = \frac{4P}{D^2 \cdot \pi} \quad (14.1.)$$

Састав и карактеристике хидромјешавине онемогућују да стварна брзина у свакој тачки буде једнака већ се разликује, практично, од тачке до тачке на попречном и подужном пресјеку цјевовода, Због тога је овако одређена брзина, у ствари, просјечна (или средња) брзина кретања хидромјешавине кроз цјевовод.

У пракси, при транспорту производа у процесу припреме минералних сировина, стварна брзина се најчешће креће између 1,6 и 2,4 m/s. У литератури се могу наћи и препоруке за "најбоље" брзине, најчешће настале на бази вишегодишњег искуства при транспорту сличних сировина. Једна од таквих препорука дата је у табели 14.1.-прилог 14.

Види се да је брзина мања што је густина транспортоване минералне сировине мања, и обрнуто. У случају да се транспортују двије минералне сировине једнаке густине тада се мањом брзином транспортује она сировина која је боље уситњена. Наведене брзине могу се користити само као оријентационе при глобалним разматрањима. Одређивање оптималне брзине транспорта обавља се експерименталним мјерењима или компарацијом са критичном брзином и мора се обавити за сваку конкретну сировину посебно. Брзо одређивање транспортне брзине за познати проток и пречник цјевовода може се обавити преко дијаграма датог на слици 14.1.



Слика 14.1. Дијаграм за одређивање брзине транспорта хидромјешавине

14.2. КРИТИЧНА БРЗИНА

Израз "критична брзина" често се сусреће када се разматра хидраулички транспорт чврстих материјала у облику хетерогене хидромјешавине, поготово у дијелу прорачуна у којем се дефинише пречник цјевовода. Међутим, у теорији овај израз има два тумачења:

- критична брзина је она брзина при којој долази до таложења материјала на дно цијеви и формирања "покретног" слоја, и
- критична брзина је она брзина при којој је губитак енергије у цјевоводу најмањи,

Ваља напоменути, да иако не постоји велика бројчана разлика у вриједности између наведених критичних брзина, оне никада нису једнаке. За одређивање критичне брзине нема експлицитног, математичким путем изведеног обрасца, већ су сви обрасци емпиријски или полуемпиријски. Плод су експерименталних истраживања различитих аутора који су симулирали различите услове транспорта мијењајући параметре за које се аналитичким методама може утврдити да условљавају брзину транспорта.

За разлику од стварне брзине која зависи од запремине флуида који се транспортује кроз цјевовод одређеног попречног пресека критична брзина не зависи од запремине транспортованог флуида већ од његових карактеристика и пречника цјевовода. Већина аутора се слаже да је критична брзина условљена гранулометријским саставом минералне сировине, њеном концентрацијом и густином, густином течне фазе и пречником цјевовода. Међутим, различита су тумачења колико који параметар утиче на критичну брзину и какав је међусобни однос, изражено нумерички, свих побројаних параметара.

Кроз стручну литературу сусреће се на десетине образаца. Избор најповољнијег врши се на бази претходних искустава водећи, при томе, рачуна да се изабере образац који је настао истраживањем услова који су најприближнији условима за које се критична брзина прорачунава (врста сировине, гранулометријски састав, густина и слично). Французи *Дуранд* и *Кондиолис* су своја истраживања објавили раних педесетих година. У истраживањима су кренули од *Фројдово*г броја. *Фројдов* број најбоље описује хетерогену хидромјешавину јер даје однос силе инерције и силе гравитације (14.2.):

$$F = \frac{v}{\sqrt{gD}} \quad (14.2.)$$

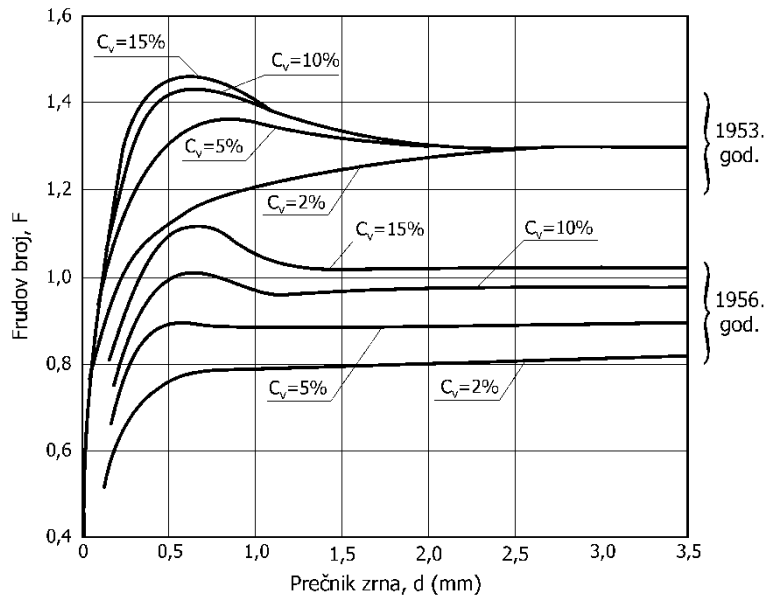
Показујући практичним експериментима да на кретање утичу густина, крупноћа и концентрација чврсте фазе извели су модификовани *Фројдов* број који има облик (14.3.):

$$F_1 = \frac{v_1}{\sqrt{2gD \frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o}}} \quad (14.3.)$$

Из овог облика је изведен образац за прорачун критичне брзине (14.4.):

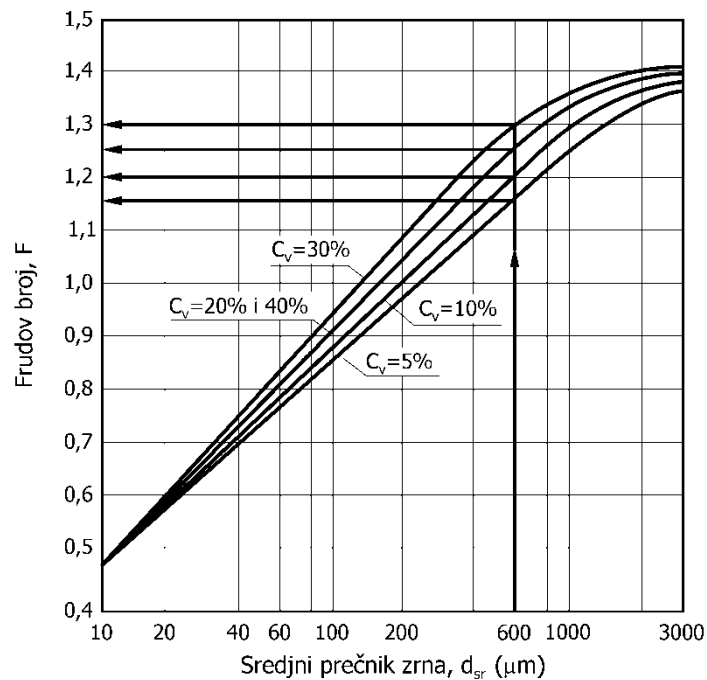
$$v_1 = v_{kr} = F_1 \sqrt{2gD \frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o}} \quad (14.4.)$$

Када разматрају критичну брзину *Дуранд* и *Кондиолис* разматрају "прву критичну брзину" на којој се појављује таложење материјала у цјевоводу које условијава настајање, најприје, покретног, а потом непокретног слоја на дну цијеве.



Слика 14.2. .

Дуранд и *Кондиолис* су изразили модификовани *Фруиде*-ов број преко дијаграма приказаног на слици 14.2. У ствари, они су сличан дијаграм објавили два пута, први пут 1953. године, а други пут 1956. године. Евидентне разлике између тих дијаграма аутори никада нису образложили. Временом остала су оба дијаграма, старији на западу (САД), а млађи на истоку (Русија). Код нас се чешће цитира млађи дијаграм. Види се да је *F*, зависан од крупноће транспортованог материјала (исказано преко средњег пречника зрна) и запреминске концентрације чврстих честица у хидромјешавини. Битно је примјетити да, према старијем дијаграму, крупноћа зрна која се транспортују утиче на критичну брзину само док је средњи пречник зрна испод 1,5 mm. Даље повећање крупноће не утиче на повећање (или смањење) критичне брзине.



Слика 14.3. Дијаграм *McElvaine* и *Cavea* за одређивање модификованог Фројдовог броја

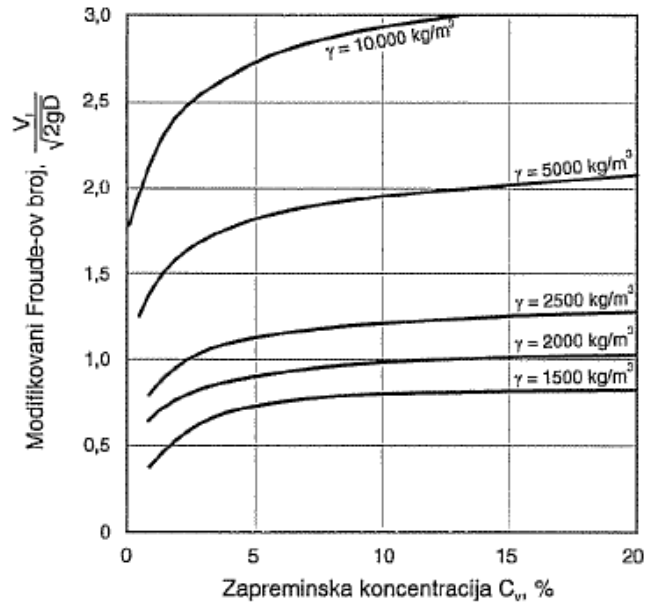
Образац *Дуранд-Кондиолиса* је у протеклом времену често оспораван, али је ипак постао најчешће коришћен, нарочито у рударској пракси САД. Наставком њихових истраживања, посебно шездесетих година, бавили су се многи истраживачи. *McElvain* и *Cave* су објавили допуну оригиналних истраживања. Наиме, *Дуранд* и *Кондиолиса* су своја истраживања обавили на рјечном пијеску ($\gamma=2650 \text{ kg/m}^3$) униформне крупноће, у цевоводу максималног пречника 150 mm. На основу добијених резултата препоручили су примјену при димензионисању цјевовода максималне величине 250 mm. *McElvain* и *Cave* су у истим условима радили са полиминералном и поллдисперзном сировином у цјевоводу максималне величине 250 mm. Добијени су готово идентични резултати. Из тога је произашао закључак да се образац може користити при димензионисању цјевовода кроз који се транспортује полиминерална и поллдисперзна сировина без ограничења везаних за пречник цјевовода. Истовремено су извели додатна истраживања у области у којој су средњи пречници зрна мањи од 0,5 mm (карактеристично за транспорт унутар постројења за флотацијску концентрацију). Резултати тих истраживања су преточени у дијаграм приказан на слици 14.3.

Оригинални дијаграм *Дуранд-Кондиолиса* је прерађен и у облик приказан на слици 14.4. Ова прерада је урађена за транспорт материјалом чији је средњи пречник мањи од 0,5 mm.

Овај образац је омиљен и код инжењера на овим просторима тако да је већина цјевовода примјењених у југословенској припреми минералних сировина дефинисана на бази резултата истраживања *Дуранд-Кондиолиса*. Пракса је показала да се примјеном њиховог обрасца добијају задовољавајући резултати који обезбјеђују сигуран транспорт уситњене минералне сировине.

Рус Кнороз је 1945.г. публиковао свој образац за прорачун друге критичне брзине (брзина при којој су отпори течењу најмањи). Он има следећи облик (14.5.):

$$v_{kr} = v_s \sqrt[6]{C_v \left(\frac{D}{d_{sr}}\right)^{3,5}} \quad (14.5.)$$



Слика 14.4. Дијаграм Дуранд-Кондиолиса, према Vain-и и Vonnington-и

Евдокимов је на бази радова Кнороза и других дао и серију нових образаца за прорачун критичне брзине у зависности од средњег пречника зрна (14.6.) – (14.10):

$$\text{за } d_{sr} < 0,07 \text{ mm} \quad v_{kr} = \frac{\gamma - \gamma_o}{1700} \frac{4}{\pi} 0,157 \left(1 + 3,43 \sqrt[4]{p D^{0,75}} \right) \quad (14.6.)$$

$$\text{за } d_{sr} = 0,07 \div 0,150 \text{ mm} \quad v_{kr} = \frac{\gamma - \gamma_o}{1700} \frac{4}{\pi} 0,2 \left(1 + 2,48 \sqrt[3]{p^4 \sqrt{D}} \right) \quad (14.7.)$$

$$\text{за } d_{sr} = 0,150 \div 0,400 \text{ mm} \quad v_{kr} = \frac{\gamma - \gamma_o}{1700} \frac{4}{\pi} 0,67 \left(0,35 + 1,36 \sqrt[3]{p D^2} \right) \quad (14.8.)$$

$$\text{за } d_{sr} = 0,400 \div 1,5 \text{ mm} \quad v_{kr} = \frac{\gamma - \gamma_o}{1700} \frac{4}{\pi} 0,67 \left(0,35 + 1,36 \sqrt[3]{p D^2} \right) \sqrt{\frac{d_{sr}}{0,4}} \quad (14.9.)$$

$$\text{за } d_{sr} > 1,5 \text{ mm} \quad v_{kr} = \frac{\gamma - \gamma_o}{1700} \frac{4}{\pi} 1,28 \left(0,35 + 1,36 \sqrt[3]{p D^2} \right)^4 \sqrt{\frac{d_{sr}}{1,5}} \quad (14.10.)$$

Средњи пречник зрна се одређује аритметички, а коефицијент p представља масени однос чврсте и течне фазе (14.11.):

$$p = \frac{\check{C}}{T} 100 = \frac{C_m}{1 - C_m} 100 \quad (14.11.)$$

Средином прошлог вијека у употреби је био коришћен је образац Роера који има облик (14.12.):

$$v_{kr} = 5 \cdot \frac{D^{0,47}}{n^{0,13}} C_v^{0,3} v_s^{0,5} \quad (14.12.)$$

Сам аутор предлаже коришћење овог обрасца за транспорт зрна средњег пречника од 0,1-2,5 мм, запреминске концентрације 5-35%, за челичне и дрвене цијеви пречника 0,1-1,9 м. Г. Н. Роер је, потом, на бази радова других руских аутора, у првом реду Јуфина, дао и нову формула за прорачун критичне брзине полидисперзне хидромјешавине (14.13.):

$$v_{kr} = 10,1 \cdot D^{0,473} \frac{\left(\frac{\gamma_p - \gamma_o}{\gamma_o}\right)^{0,326} v_{ss}^{0,326} d_{sr}^{0,2}}{\frac{\gamma_p}{\gamma_o} \left(\frac{d_{gs}^{0,6} + 0,5}{1000}\right)^{0,17} d_{gs}^{0,2}} \quad (14.13.)$$

Обрасци *Роер*-а односе се на прорачун прве критичне брзине (почетак таложења у цјевоводу), интересантно је да је *Роер* релативно прост образац веома искомпликовао и тиме га, практично, учинио неупотребљивим. Поред тога ово је један од ријетких образаца који не узима у обзир концентрацију чврстих честица, док крупноћу, исказану преко горње граничне крупноће и средњег пречника зрна третира директно три пута и индиректно, преко брзине таложења још једном.

Педесетих година *Горјунов* је обавио обимна истраживања на пијеску и ситном шљунку. Материјал је по крупноћи разврстао у осам група и за сваку групу, у функцији запреминске концентрације дао минималне транспортне брзине табела 14.2 - Прилог 14. Формуле *Горјунова* се истичу по томе што једино оне не третирају критичну брзину у директној зависности од пречника цјевовода, већ само посредно преко брзине. Углавном се користе за димензионисање цјевовода пречника изнад 300 мм, при транспорту крупнијих минералних сировина без примјеса глине (пијесак и шљунак). Средњи, еквивалентни, пречник зрна је одређен графички из криве просјева уз читавање величине сита кроз који пролази 30% зрна. Шездесетих година је публиковано неколико образаца за прорачун критичне брзине.

- *Јуфин* је публиковао следећи образац (14.14.):

$$v_{kr} = 9,8 \cdot \sqrt[3]{D} \sqrt[4]{v_s} \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_o} - 0,4\right) \quad (14.14.)$$

Јуфинов образац даје резултат за прву критичну брзину.

- *Карасик* је дао следећи образац (14.15.):

$$v_m = \frac{4,052}{d^{0,111}} \sqrt[3]{2 g D v_s} \sqrt{\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o}} \sqrt[6]{\frac{C_v}{100}} \quad (14.15.)$$

- *Занди* и *Говатос* су предложили следећи образац (14.16.):

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{40 g D \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o}\right) \frac{C_v}{100}}{\sqrt{\frac{C_m}{100}}}} \quad (14.16.)$$

- *Силин* и *Коберник* су 1962.г. дали свој образац за прорачун критичне брзине (14.17.):

$$v_{kr} = 21 \sqrt[3]{D} v_s \sqrt[6]{\frac{C_v}{100}} \quad (14.17.)$$

Образац *Силин*-а и *Коберник*-а настао је на бази веома детаљних испитивања транспорта пијеска различитог гранулометријског састава, али увијек исте густине ($\gamma = 2650 \text{ kg/m}^3$). Постоји очигледна сличност између образаца *Карасика* и *Силина - Коберника*. Наиме, ако се у образац *Карасика* уврсти да је $d=0,074 \text{ mm}$, а $\gamma=2650 \text{ kg/m}^3$, па се математички уреди, добије се коефицијент 20,91 (≈ 21). Седамдесетих година пет водећих института за хидраулику у бившем СССР је објавило следећи образац (14.18.):

$$v_{kr} = 8,3\sqrt[3]{D} \sqrt{\frac{C_v}{100} \Psi_{sr}} \quad (14.18.)$$

Коефицијент ψ_i се за сваку појединачну класу крупноће читава из табеле 14.3-Прилог 14.

Коефицијент ψ_s се рачуна преко следећег обрасца (14.19.):

$$\Psi_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^n \Psi_i M_i}{\sum_{i=1}^n M_i} \quad (14.19.)$$

Wiendenroth је 1967.године. предложио образац који има следећи облик (14.20.):

$$v_{kr} = 0,6\sqrt{gD} \sqrt[4]{\frac{v_{ss}^2}{gd_{sr}}} \quad (14.20.)$$

Наведени образац је интересантан јер директно не разматра концентрацију чврстих честица као параметар од којег зависи критична брзина што, иначе, није случај код савремених истраживача. Познавање критичне брзине омогућава прорачунавање и критичног протока. Критични проток представља најмању количину хидромјешавине која се кроз познати цјевовод може несметано транспортовати. Смањењем протока испод критичног доводи се у питање транспорт хетерогене хидромјешавине. Критични проток се може прорачунати преко следећег обрасца (14.21.):

$$P_{kr} = A \cdot v_{kr} = \frac{D^2 \pi v_{kr}}{4} \quad (14.21.)$$

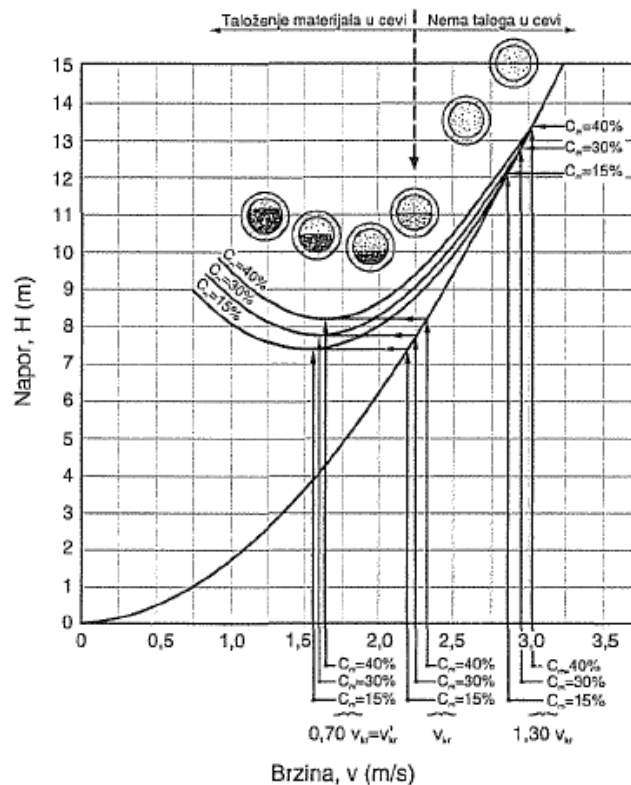
14.3. АНАЛИЗА ОДНОСА СТВАРНЕ И КРИТИЧНЕ БРЗИНЕ

Познавање критичне брзине транспорта омогућава правилно (оптимално) димензионисање пречника цјевовода. На dv - dH дијаграму, слика 14.5., графички је представљено понашање чврстих материјала у цјевоводу при различитим брзинама хидромјешавине. Са ознаком v_{kr} означена је прва критична брзина, а са ознаком v_{kr}' друга критична брзина. Према анализама које је радио Шашић прва критична брзина се добије прорачунавањима по обрасцима *Дуранд-Цондолиус-а* и *Занди-Говатоса*, а друга по обрасцима *Горјунова* и *Јуфина*. Из приказаних резултата је евидентно да код брзине која је за 30% мања од критичне слој наталоженог материјала испуњава око 50% попречног пресека цијеви и тада је губитак енергије услед отпора кретању кроз цјевовод најмањи, Даљим смањењем брзине повећава се слој наталоженог материјала и повећавају губици енергије. Повећањем брзине у односу на критичну успоставља се турбулентни режим транспорта који не дозвољава да дође до таложења по дну цјевовода. Ако је брзина за 30% већа од критичне губитак енергије се изједначава са губитком при транспорту чисте воде. Резултати ових истраживања показују да:

- транспорт хидромјешавине треба обављати у дијапазону брзина од $(0,7-1,3)v_{kr}$
- смањењем брзине испод $0,7v_{kr}$ доћи ће до прекомјерног таложења материјала и до заглављивања цјевовода,
- повећањем брзине изнад $1,3v_{kr}$ условиће безразложно трошење енергије без битног побољшања услова транспорта.

С обзиром на могуће варијације у количини и концентрацији хидромјешавине, а уважавајући одређене непрецизности свих прорачуна, усвојено је да је најсигурније и најисплативије транспорт обављати са минималном брзином која је 10/30% већа од критичне. У пракси се, најчешће, користи тај принцип, (14.22.):

$$v = (1,10 \div 1,30) \cdot v_{kr} \quad (14.22.)$$

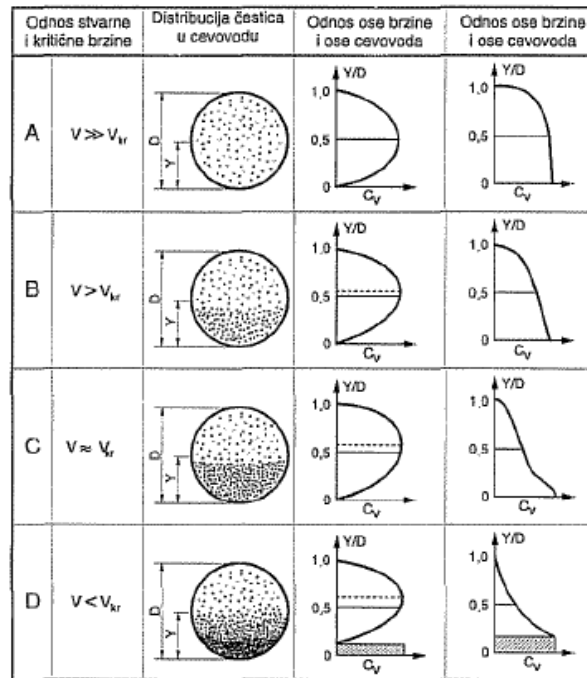


Слика 14.5. Распоред чврстих честица у цјевоводу при различитим брзинама транспорта

Како су v и $v_{кр}$ зависни од пречника цјевовода то се прорачун врши итерацијом.

Усвајањем пречника цјевовода који са расположивом количином хидромјешавине омогућава овакав однос стварне и критичне брзине постиже се минимална потрошња енергије, најмање хабање оквашених дијелова транспортног система уз остварење потпуно безбједних транспортних услова.. Довођењем стварне брзине на ниво или испод критичне риску се заглављивање цјевовода, а претјераним повећањем нерационално се користи енергија. Наиме, из горе наведених обрачуна ове брзине се види да се губитак енергије услед отпора струјању мијења са квадратом брзине, а да се снага електромотора (а тиме и потрошња) мијења са трећим степеном промјене брзине. На слици 14.6 је приказана промјена концентрације и брзине хидромјешавине у хоризонталном цјевоводу у зависности од релативне брзине транспорта. Разматрана су четири случаја:

- 1) Транспорт у случају када је стварна брзина много већа од критичне брзине (слика 14.6.а). У том случају оса максималне брзине се готово поклапа са осом цјевовода, а концентрација је готово идентична кроз цијели попречни пресјек цијеви. Практично се ради о транспорту квазихомогене (или псеудохомогене) хидромјешавине која се упркос хетерогеном саставу може третирати као транспорт хомогене хидромјешавине (сем, разумије се, кад није могуће прећи у ламинарни режим транспорта).
- 2) Случја када је стварна брзина већа од критичне (слика 14.6.б). Оса брзине се помјера у горњу половину цијеви, а дистрибуција чврстих честица по попречном пресјеку цијеви (а тиме и концентрација) је различита. При дну цијеви је концентрација већа од просјечне, а при врху мања. Овај случај представља класичан примјер добро одабране брзине транспорта хетерогене хидромјешавине, при чему се основни транспортни параметри држе у границама потпуне сигурности,
- 3) Трећи случај је гранични јер представља изједначавање стварне и критичне брзине (слика 14.6,с). Оса брзине се помера ка врху цеви, а на дну долази до формирања сталног тзв. покретног слоја наталоженог материјала. У овом случају транспорт целокупне масе чврстог материјала се и даље обавља, а случај се може представити као транспорт при "првој" критичној брзине (видети слику 5.2),



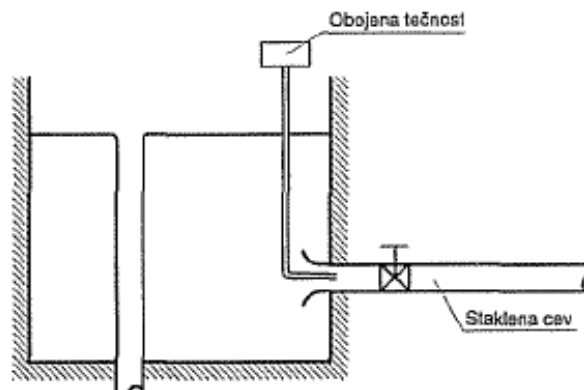
Слика 14.6. Промјена концентracије и брзине хидромјешавине у хоризонталном цјевоводу

- 4) Четврти случај је производ даљег смањења стварне брзине која постаје мања од критичне (слика 14.6.D). Оса брзине се битно помера од осе цеви ка врху. На дну цеви се формира непокретни (сталожени слој материјала). Практично се у доњем делу пресека цеви транспорт уопште не обавља. Овај случај одговара транспорту при "другој" критичној брзини (видите слику 14,5). У пракси се ово не срне дозволити јер и најмањи поремећај може довести до заглављивања цевовода и престанка транспорта

14.4. ТРАНЗИТНА БРЗИНА

Помоћу инсталације приказане на слици 14.7, енглески физичар *Osborn Reynolds* је извео следећи експеримент. У велики суд је сипао воду, а у мањи обојену течност. Малим отварањем вентила започело је истицање обје течности. На мјесту истицања формиран је млаз у којем се јасно разнао обојени слој који се није мијешао са водом. Даљим отварањем вентила повећава се проток (а тиме и брзина јер је површина попречног пресека цијеви константа), долази до пулсација и мијешања обојене и необојане течности. Претходно констатовани обојени слој се распада у облику вртлога по читавом струјном току. Овим експериментом је веома пластично показано постојање два режима струјања течности:

- ламинарно (назив потиче од латинске речи ламина = слој), и
- турбулентно (назив потиче од латинске речи турбулентус = неуређен).



Слика 14.7. Рејнолдс-ова инсталација

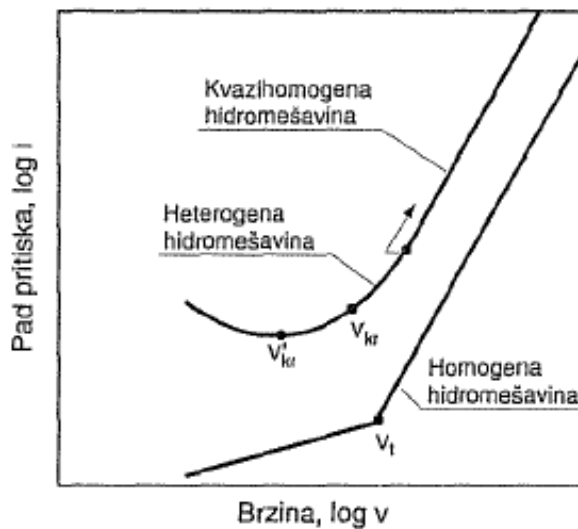
Ламинарно је оно течење које се обавља у слојевима, за разлику од турбулентног код којег тај ред не постоји већ долази до пулсирања и мијешања дијелова течности. Каснијим испитивањима је доказано да се и у условима турбулентног струјања уз зид цијеви задржава танки гранични слој у којем је режим течења ламинаран.

Граничну брзину преласка транспорта из иаминарног у турбулентни режим тока назива се **транзитна брзина**.

Рејнолдс је експериментално доказао да се режим течења може одредити преко бездимензионалног израза, који се по њему назива *Рејнолдсов* број, (14.23.):

$$Re = \frac{v D}{\nu} = \frac{\gamma_0 v D}{\mu} \quad (14.23.)$$

Практично, *Рејнолдсов* број представља однос инерционих сила и вискозитета. При струјању воде кроз кружну цијев (промјеном облика уређаја кроз који се обавља течење мијења се и вриједност Реунолдсовог броја) критична вриједност *Рејнолдсовог* броја (граница између ламинарног и турбулентног течења) је 2300. Ако је *Рејнолдсов* број већи од 2300 режим струјања је турбулентни, а ако је мањи од 2300 ламинарни. На слици 14.8 дат је положај криве губитка енергије у функцији брзине транспорта. На кривама су наведене критичне брзине при транспорту хетерогене хидромјешавине и транзитна брзина при транспорту хомогене хидромјешавине.



Слика 14.8. Губитак енергије у функцији брзине транспорта

Из наведене слике се види да при преласку у ламинарни режим тока долази и до смањења губитака у цијевоводу, али транзитна брзина не представља тачку, или подручје, у којој су ти губици најмањи. Теоријски гледано хомогене хидромјешавине се могу транспортовати при брзинама које су мање од транзитне. У пракси се то ријетко дешава због проблема при егзактном дефинисању хомогене хидромјешавине, односно због могућности да се услед неког поремећаја поремети и хомогеност. Обично се потпуно хомогене хидромјешавине транспортују око транзитне брзине.

Познавање и могућност дефинисања режима струјања је веома битно и за транспорт хидромјешавина. Док се код течности проблем своди на оптималну *потрошњу енергије*, код хомогених хидромјешавина на *оптимизацију у транспорта* дотле се код хетерогених хидромјешавина проблем приоритетно своди на *могућност транспорта*. Наиме, код хетерогених, двофазних, хидромјешавина уколико се не успостави турбулентни режим струјања доћи ће до таложења материјала на дну цијевовода и до престанка транспорта.

14.5. ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ ЦЈЕВОВОДА

Протоци и брзине флуида одређене су пројектним задатком, прописима или препорукама, па се из почетног обрасца поглавља 14.1 унутрашњи пречник добија на следећи начин (14.24.):

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot V}} \quad (14.24.)$$

Дебљина зида цијеви износи (14.25.):

$$S = \frac{D \cdot p_{max}}{2 \cdot R_e \cdot v} + C_1 + C_2 \quad (14.25.)$$

гдје је:

- S= 1,5 - 1,8–фактор сигурности,
- v= 0,9 – фактор смањења чврстоће,
- c₁– додатак за нетачност (зависи од материјала цијеви, густине хидромјешавине и сл.),
- c₂= 1 mm–додатак за корозију,

Узимајући у обзир све наведено у поглављима 14.1 до 14.3. овог поглавља, димензионисање цијевовода се врши на основу упоређивања стварне и критичне брзине транспорта тежећи да стварна брзина транспорта буде 10 до 30 % већа од критичне. За познати/потребни проток хидромјешавине, *стварну брзину транспорта* можемо одредити према обрасцу (14.26.):

$$v = \frac{4 \cdot P}{D^2 \cdot \pi \cdot 3600} \quad (14.26.)$$

гдје је :

- D – унутрашњи пречник цијевовода
- P – проток хидромјешавине

Критична брзина транспорта - Критична брзина транспорта се може одредити према *Дуранд – Кондолиосовом* обрасцу, познајући гудтину хидромјешавине, коју опет можемо утврдити преко познате запреминске концентрације чврсте фазе или обратно (14.27.):

$$v_{kr} = F_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot \frac{\gamma \cdot \gamma_o}{\gamma_o}} \quad (14.27.)$$

гдје је :

- D – унутрашњи пречник цијевовода,
- g – убрзање земљине теже,
- F – модификовани Фројдов број који се читава из дијаграма његове зависности од средњег пречника честице d_{sr}. За познато d_{sr} = 0.050 mm = 50 μm и C_v = 15 % F₁ = 0.65.

Прорачун се врши за неколико пречника цијевовода који дају одређене вриједности критичне брзине. У моменту када добијамо критичну брзину у прописаном односу између стварне и критичне брзине, тај пречник постаје мјеродаван за даљи избор одређене стандардизоване цијеви неког произвођача.. На основу прорачуног пречника бира се произвођач и цијев са дефинисаним:

- спољашњим пречником D_s, mm,
- дебљином зида цијеви z, mm,
- масом цијеви M, kg/m,
- унутрашњим пречником D, mm.

За усвојени стандардизовани пречник се провјерава однос ставрне и критичне брзине, (14.28.):

$$\frac{v}{v_{kr}} = 1,10 - 1,30 \quad (14.28.)$$

15. ХИДРАУЛИЧКИ ОТПОРИ

Дио механичке енергије коју флуид прими од пумпе (или потенцијалне енергије код гравитационог транспорта) троши се на савлађивање отпора (бесповратно се претвара у топлотну енергију). Губици енергије на савлађивању хидрауличких отпора исказују се као:

- линијски губици, и
- локални губици,

Линијски губици представљају губитак механичке енергије на савлађивање трења дуж струјног тока. Локални губици су последица локалних поремећаја струјног тока (проширење/сужење, рачвање, промјена правца, наилазак на затварач, клапну и си.). Укупни губици се исказују једначином (15.1.):

$$\sum h = \sum_{i=1}^n h_{ti} + \sum_{i=1}^n h_{loki} \quad (15.1.)$$

Губици се јављају без обзира да ли се транспортује вода или хидромјешавина. Експериментално је доказано да су губици већи при транспорту хидромјешавине. Практични прорачуни су, углавном, развијени за прорачун губитака при транспорту воде. При транспорту хидромјешавине прорачун се допуњује рачунањем допунског губитка енергије усљед транспорта минералне сировине.

15.1. ЛИНИЈСКИ ГУБИЦИ

Прорачун линијских губитака могуће је извршити коришћењем више образаца, најчешће емпиријских и полумемпиријских, У хидраулици се најчешће користи образац *Darcy-Weisbach*-а (15.2.):

$$h_t = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (15.2.)$$

Гдје је: L- дужина цјевовода, m

- V- брзина хидромјешавине, m/s
- D- пречник цјевовода, m
- λ - коефицијент трења хидромјешавине и цјевовода
- g- сила земљине теже, m/s²

Из наведеног обрасца се види да су губици директно пропорционални дужини цјевовода, квадрату (средње) брзине и бездимензионалном коефицијенту трења (λ), а обрнуто пропорционални пречнику цјевовода.

Да би се образац применио потребно је познавати вриједност коефицијента трења λ (у америчкој литератури сусреће се тзв. *Fanning*-ов коефицијент трења -f који је четири пута мањи од λ , тј. $\lambda=4f$). Експериментални резултати, приказани на слици 15.1. у тзв. *Moody*-јевом дијаграму су показали следеће:

- у зони ламинарног струјања (за воду, $Re < 2300$) коефицијент трења се мијења у зависности од *Рејнолдсовог* броја и дефинише се као (15.3.):

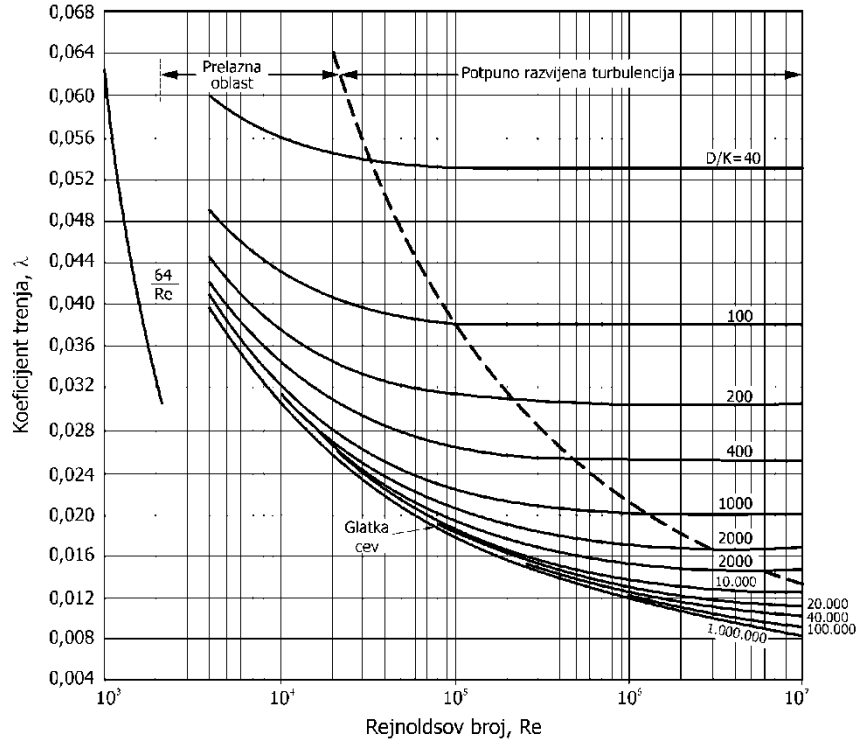
$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (15.3.)$$

- у прелазној зони (практично зона турбулентног кретања са мање израженом турбуленцијом) кад је, код воде, $Re = 2300-20000$ коефицијент трења зависи од *Рејнолдсовог* броја и релативне хравости (15.4.):

$$\lambda = \text{funkcija}(Re, n) \quad (15.4.)$$

- у зони турбулентног струјања коефицијент трења зависи искључиво од релативне рапавости цијевоода кроз који се флуид транспортује (15.5.):

$$\lambda = \text{funkcija}(n) \quad (15.5.)$$



Slika 15.1. Moody-jev dijagram

Дакле, код турбулентног струјања основни проблем је рапавост цијеви јер избочине представљају отпор па не постоји само површинско трење усљед вискозности. Ово се нарочито очитује при великим брзинама када површинско трење постаје занемарљиво и цјелокупни отпор се своди на отпор усљед избочина у цијеводу. У том случају коефицијент λ постаје константан. Рапавост се изражава преко релативне рапавости - n , која се добија дијељењем средње апсолутне рапавости k са пречником цијеви.

Постоји више емпиријских и полуемпиријских образаца за одређивање коефицијента λ . За глатке цијеви када је $Re=2300$ од 10^6 Blasius је дао следећи образац (15.6.):

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (15.6.)$$

За област $Re= 10^6-10^8$ често се користи образац Nikuradzea (15.7.):

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} \quad (15.7.)$$

Односно, Prandtl-ов образац (15.8.):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (15.8.)$$

За хрпаве цијеви у турбулентном режиму транспорта користи се образац von Karmana (15.9.):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \frac{k}{D} + 1,74 \quad (15.9.)$$

За комерцијалне цеви сматра се да највише одговара образац *Colebrook*-а и *White*-а (15.10.):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{k}{3,7 D} + \frac{2,51}{\sqrt{\lambda} Re} \right) \quad (15.10.)$$

Како се у овом обрасцу коефицијент λ јавља с обе стране једначине директно се не може доћи до рјешења већ се то ради итеративно. Међутим, у практичним рјешавањима за одређивање коефицијента трења λ , код рапавих цијеви, најчешће се користи дијаграм (*Moody*-јев дијаграм) приказан на слици 15.1, *Moody*-јев дијаграм је допуњен и сусреће се и у облику датом на слици 15.2. Повезивањем *Chesy*-јеве једначине, са Манинговом формулом за *Chesy*-јев коефицијент (15.11.):

$$v = \frac{1}{n} R^{\frac{2}{3}} i^{\frac{1}{2}} \quad (15.11.)$$

са обрасцем *Darcy-Weisbach*-а добија се релација (15.12.):

$$\lambda = 124,6 \frac{n^2}{\sqrt[3]{D}} \quad (15.12.)$$

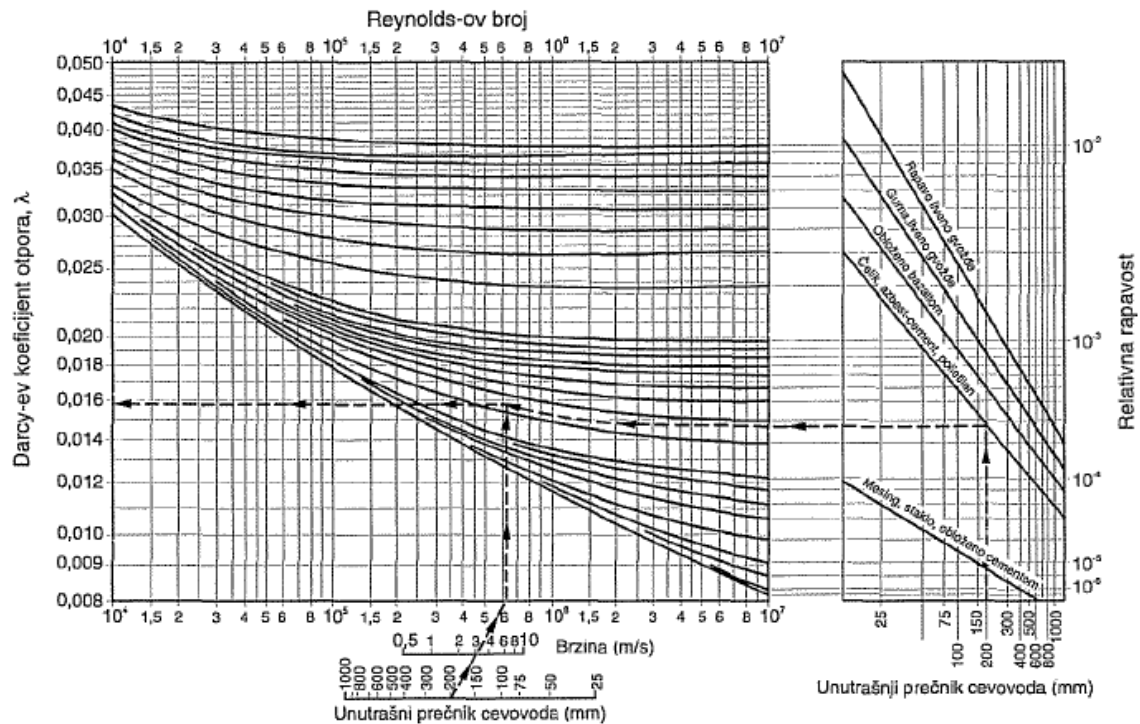
Коришчењем ове релације, за познато n , из табеле 15.4-Прилог 15, могуће је израчунати вриједност коефицијента трења λ . Напријед изнесени материјал омогућава одређивање губитака енергије када се транспортује вода. Проблем се, практично, разматра одређивањем пада притиска i при чему пад притиска представља губитак енергије по јединици дужине. Дакле, ако обе стране израза подијелимо са дужином L добићемо израз (15.13.):

$$i = \lambda \frac{1}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (15.13.)$$

Односно, како су v , g и D идентични за било који флуид уврштавањем вриједности λ за трење воде добије се пад притиска за воду. Одређивање пада притиска, у практичним прорачунима, бавили су се и други истраживачи дајући простије (емпиријске или поиуемпиријске) образце чијим коришчењем се добијају резултати задовољавајуће тачности. Најчешће коришћени образац, посебно у америчкој рударској пракси, је *Hazen-Williams*ов образац који се најчешће појављује у једном од следећа два облика (15.14.) и (15.15.):

$$i = \sqrt[0,54]{\frac{Q}{0,27854 \cdot C \cdot D^{2,63}}} \quad (15.14.)$$

$$i = \sqrt[0,54]{\frac{v}{0,3457 \cdot C \cdot D^{0,63}}} \quad (15.15.)$$



Слика 15.2. Допуњен Мооду-јев дијаграм

Овдје је недефинисан коефицијент C који се мијења у зависности од материјала од којег је цијевовод направљен и његовог стања (у суштини ради се о коефицијенту преко којег је, посредно, изражена рапавост унутрашње површине цијеви). Аутори су вриједности коефицијента C дали табеларно, табела 15.1-Прилог 15.

Настављајући радове *Hazena* и *Williamsa* стручњаци америчке фирме "Galigher" су дали нову таблицу вредности коефицијента C , табела 15.2.-Прилог 15. Основна разлика је у томе што су они све врсте и стања цијевовода груписали само у четири групе, с тим што су вриједности које су дали *Hazen* и *Williams* нешто мање па се при рачунању добијају нешто већи падови притиска него при коришћењу вриједности из оригиналне табеле, табела 15.1 - Прилог 15. У ствари, у обрасцу *Hazen-Williamsa* појављује се куриозитет јер пад притиска није функција брзине на квадрат већ на 1,85185 (1/0,54). Пооштравањем вриједности за коефицијент C компензује се та разлика. Вриједности из таблице "Galighera" се чешће користе како због поједностављења тако и због тога што се добијају нешто већи отпори чиме се добија на поузданости прорачуна.

Кутер је за прорачун пада притиска дао следећи образац (15.16.):

$$i = \left(\frac{v \left(1 + \frac{2k}{\sqrt{D}} \right)}{50\sqrt{D}} \right)^2 \quad (15.16.)$$

Коефицијент отпора k зависи од стања унутрашње површине цијеви и има вриједности дате у табели 15.3.-Прилог 15. *Maning* је дао следећи образац за прорачун пада притиска (15.17.):

$$i = 10,293 \frac{n^2 P^2}{\sqrt[3]{D} D^5} \quad (15.17.)$$

Дакле, и у овом се обрасцу поред протока P и пречника цијевовода D појављује коефицијент којег је аутор означио са n и назвао коефицијент рапавости, Вриједности Манинговог коефицијента рапавости су дате у табели 15.4.-Прилог 15. При дефинисању стања цијеви треба бити опрезан. Врло добро стање цијеви треба користити само када се жели провјерити тренутна ситуација при транспорту кроз потпуно нови цијевовод. Уколико се пројектује нека будућа ситуација, а не очекује се

абразија, корозија или инкрустација тада се узима параметар из колоне "добро". За случај да се очекују абразија, корозија или инкрустација тада треба користити вриједности из колоне "обично". Вриједности из колоне "рђаво" треба избјегавати, односно треба их користити само када се сагледава тренутно стање веома оштећеног цјевовода. Кад год се користе вриједности из колоне "рђаво" треба разматрати могућности замјене цјевовода јер су енергетски губици вишеструко већи (лако је примјетити да у Манинговом обрасцу коефицијент n има квадратни експонент) него при транспорту кроз разумно оштећен или нови цјевовод.

Недостатак табеле за одређивање коефицијента храпавости је што не третира цијеви израђене од различитих пластичних маса (у савременој пракси често се сусрећу баш цјевоводи израђени од пластике). У практичним прорачунима за такве цијеви треба користити коефицијенте дате за вучене бешавне цијеви. Сви наведени обрасци (*Hazen-Williamsa*, *Kutera*, *Maninga*) дају пад притиска у случају транспорта воде. У рударској пракси образац *Maninga* се риједе користи при транспорту хидромјешавине, а доста често при транспорту воде.

15.2. ЛОКАЛНИ ГУБИЦИ

Поред линијских губитака енергије, који се биљеже дуж читаве дужине цјевовода, постоје и допунски губици изазвани локалним поремећајима унутар трасе. Узрок ових допунских - локалних губитака су постојање кољена, вентила, затварача, сужења или проширења профила и слично. Општи образац за прорачун локалних губитака има облик (15.18.):

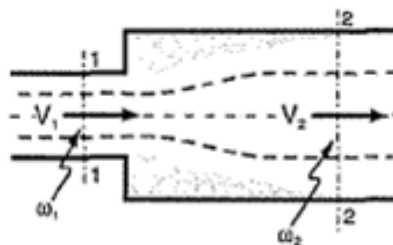
$$h_{lok} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (15.18.)$$

Гдје је:

- v – средња брзина транспорта, m/s,
- ξ - коефицијент локалног отпора, зависи од врсте фазонског комада или арматуре-мјеста гдје настаје,
- G – сила земљине теже, m/s².

Дакле, локални губици су директно пропорционални квадрату средње брзине транспорта и коефицијенту локалног отпора. Сваки локални отпор је потпуно индивидуалан и дефинише га коефицијент локалног отпора ξ . Вриједност овог коефицијента се одређује експериментално, сем код наглог проширења када се одређује теоријским разматрањима. За типске случајеве при прорачунима се могу користити табличне вриједности за коефицијент локалног отпора ξ_n , табела 15.____.

Коефицијент локалног отпора код наглог проширења (према ситуацији на слици 15.3), (15.19.), (15.20.).

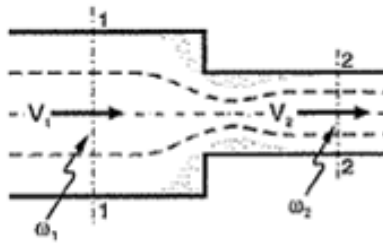


Слика 15.3. Нагло проширење

$$\xi_{np1} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \quad (15.19.)$$

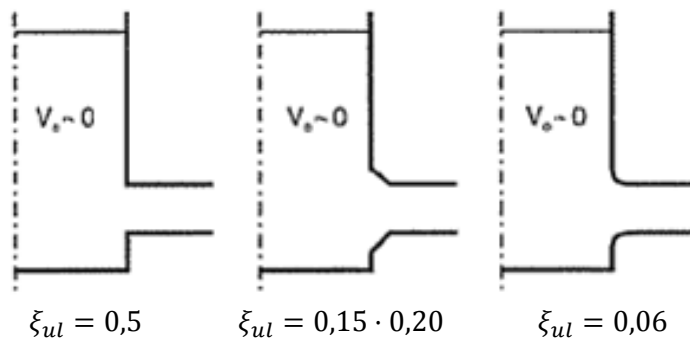
$$\xi_{np1} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 \quad (15.20.)$$

Коефицијент локалног отпора код наглог сужења (према слици 15.4). - Коефицијента наглог сужења је зависан од површине попречног пресека суженог дијела у односу на површину попречног пресека пре сужења. Вриједности коефицијента наглог сужења су приказане у табели 15.5.- Прилог 15.



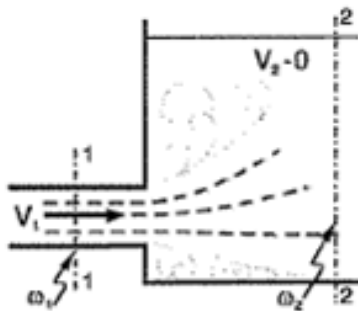
Слика 15..4. Нагло сужење

Коефицијент локалних губитака на улазу из резервоара у цјевовод (према слици 15.5),



Слика 15.5. Улаз из резервоара у цјевовод

Коефицијент локалног отпора на излазу из цјевовода у резервоар (према слици 15.6).

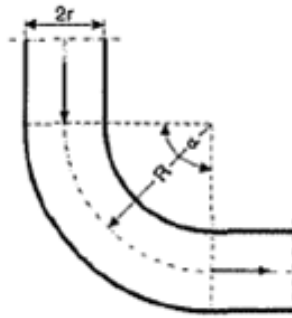


Слика 15.6. Излаз из цјевовода у резервоар

Основни образац за прорачун коефицијента отпора је дат једначином на почетку овог поглавља. Како је најчешће површина попречног пресека резервоара ω_2 много већа од површине попречног пресека цјевовода ω_1 то коефицијент излаза из цјевовода најчешће има вриједност (15.21.):

$$\xi_{iz} = 1 \quad (15.21.)$$

Коефицијент локалног отпора при транспорту кроз кривину (према слици 15.7).



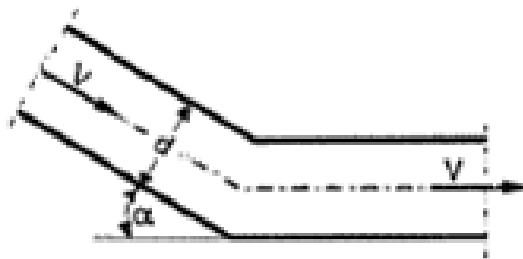
Слика 15.7.-Кривина

Коефицијент локалног отпора кривине ξ_{kr} зависи од односа полупречника цијеви и полупречника кривине. Образац за прорачун овог коефицијента има облик (15.22.):

$$\xi_{kr} = 0,13 + 1,85 \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \quad (15.22.)$$

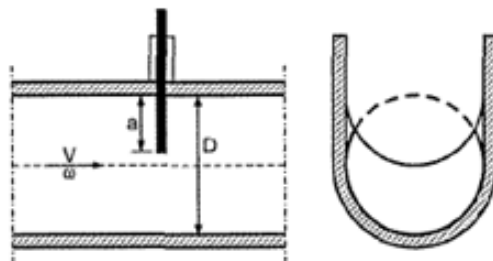
За неке карактеристичне случајеве коефицијент кривине је израчунат и приказан у табели 15.6 и 15.12-Прилог 15,

Коефицијент локалног отпора усљед транспорта кроз кољено са оштрим преломом (према ситуацији на слици 6.8). - Вриједност коефицијента локалног отпора усљед наиласка на кољено је зависна од угла прелома и пречника цјевовода. Што је угао прелома мањи мањи је и отпор, односно што је пречник цијеви већи отпор је мањи. У табели 15.7.-Прилог 15, дате су вриједности коефицијента отпора на кољену за различите углове лома при транспорту кроз цијев пречника 34 mm. У табели 15.8.-Прилог 15 дате су вриједности овог отпора за угао прелома од 90° и различите пречнике цјевовода.



Слика 15.8. Кољено

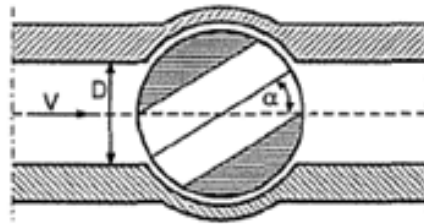
Коефицијент локалног отпора при наиласку на засун (према слици 15.9.).



Слика 15.9. Засун

У основи вриједност овог коефицијента зависи од величине отвора у попречном пресеку цијеви, а неке карактеристичне вриједности су приказане у табели 15.9.-Прилог 15,

Коефицијент локалног отпора усљед наиласка на вентил (према слици 15.10). - Коефицијент локалног отпора усљед наиласка на вентил зависи од величине слободног отвора за пролазак транспортованог медијума. Отвореност, односно затвореност се изражава преко угла α приказаног на слици 15.10. Вриједности за неке типичне случајеве су дате у табели 15.10.-Прилог 15



Слика 15.10 Вентил

У случају да на траси има више локалних промјена укупни локални губитак се добија појединачним сабирањем сваког појединачног локалног губитка (15.23):

$$\sum h_{lok} = \sum_{i=1}^n h_{lok_i} = \frac{v^2}{2g} \sum_{i=1}^n \xi_i \quad (15.23.)$$

Да би поједноставило прорачунавање локалних отпора *Кутер* је превео губитак енергије у еквивалентну дужину хоризонталног цјевовода одређеног пречника. *Кутерове* еквивалентне вриједности су приказане у табели 15.11.-Прилог 15.

Коришћењем *Кутерових* еквивалентних вриједности сума свих појединачних отпора даје укупну еквивалентну дужину хоризонталног цјевовода. Ту дужину треба сабрати са дужином цјевовода и помножити са падом притиска у цјевоводу како би се добио укупни губитак енергије усљед хидрауличких отпора.

15.3. ГУБИЦИ КОД ХИДРАУЛИЧКИ ДУГИХ ЦИЈЕВИ

Под хидраулички дугачким цјевоводима сматрају се они цевоводи код којих је дужина 500 пута већа од пречника (у литератури се понекад сусреће однос $L: D=1000$, или изражено преко удјела локалних отпора у укупном губитку енергије $< 3-5\%$). Овакав однос дужине и пречника доводи до тога да су линијски отпори доминантни у односу на локалне па се прорачун упрошћава тако што се локални отпори потпуно занемарују.

15.4. ХИДРАУЛИЧКИ ОТПОРИ ПРИ ТРАНСПОРТУ ХИДРОМЈЕШАВИНЕ

Експериментално је доказано да се пад притиска повећава ако се транспортује хидромешавина и да се повећава са повећањем концентрације чврстих честица, слика 15.11. Општи образац за дефинисање пада притиска при транспорту хидромешавине има облик (15.24.):

$$i_p = i + \Delta i_p \quad (15.24.)$$

гдје је Δi_p - допунски хидраулички пад притиска усљед транспорта хидромјешавине,

Проблем допунског пада притиска *Durand* и *Condolios* су дефинисали као (15.25.):

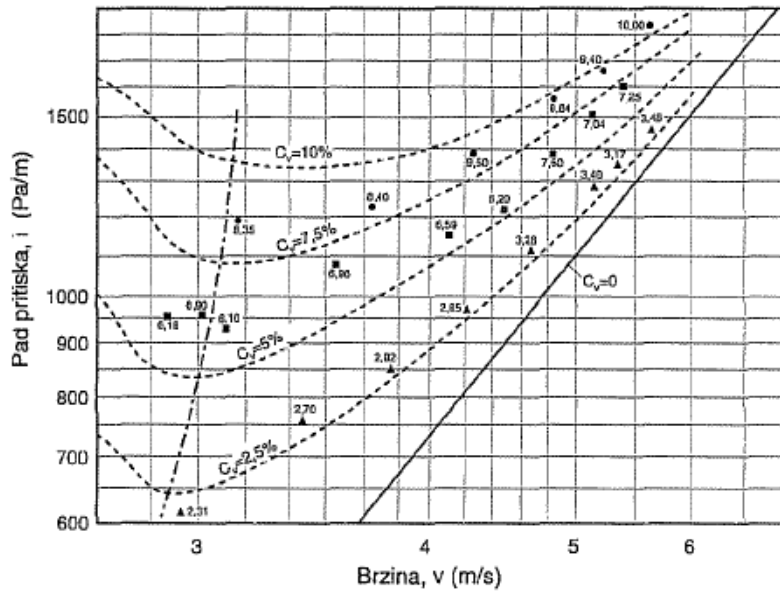
$$\Delta i_p = i \cdot \varphi \cdot \frac{C_v}{100} \quad (15.25.)$$

па је одатле допунски хидраулички пад притиска (15.26.):

$$\varphi = \frac{i_p - i}{i \frac{C_v}{100}} \quad (15.26.)$$

Параметар φ су дефинисали као (15.27.):

$$\varphi = K_D \left(\frac{g D}{v^2} \frac{\gamma - \gamma_o}{\sqrt{\psi}} \right)^{1,5} \quad (15.27.)$$



Слика 15.11. Утицај концентрације чврстих честица у хидромешавини на пад притиска

Коефицијент K_d је дефинисан у поглављу 7,а за случај пијеска густине $\gamma = 2650 \text{ kg/m}^3$, образац има облик (15.28.):

$$\varphi = 176 \cdot \left(\frac{g D}{v^2} \frac{1}{\sqrt{\psi}} \right)^{1,5} \quad (15.28.)$$

Коефицијент отпора ψ зависи од *Рејнолдсовог* броја и облика зрна. Може се очитати из дијаграма датог на слици 15.12.

Поред *Durand*-а и *Condolios*-а и други аутори су се бавили одређивањем допунског пада притиска изазваног транспортом хидромјешавине. *Worster* предлаже следећи образац (15.29.):

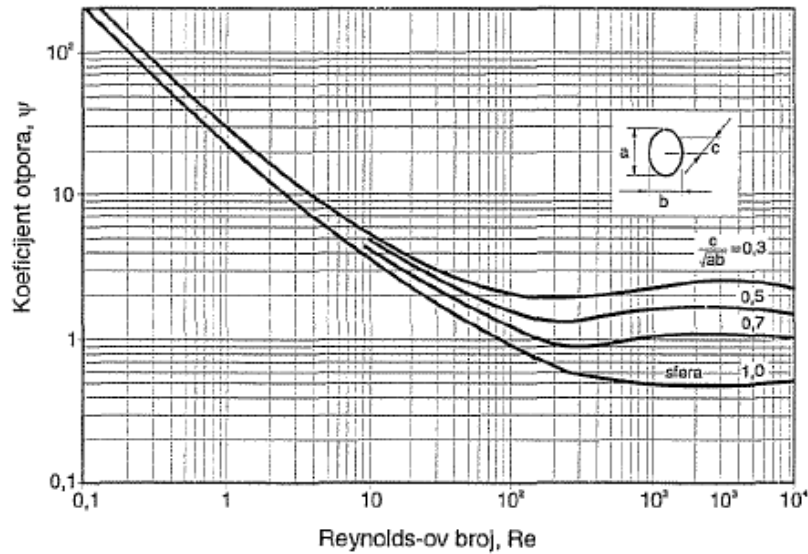
$$\varphi = 167 \cdot \left(\frac{g D}{v^2} \frac{v_{ss}}{\sqrt{g \frac{d_{st}}{1000}}} \sqrt{\frac{\gamma - \gamma_o}{1650}} \right)^{1,5} \quad (15.29.)$$

Newitt је дао следећи образац за транспорт минералних сировина у потпуно суспендованом стању (15.30.):

$$\varphi = 1100 \frac{g \cdot D \cdot v_s \cdot \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right)}{v^3} \quad (15.30.)$$

Односно, за транспорт при покретном слоју (15.31.):

$$\varphi = 66 \left(\frac{g \cdot D \cdot \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right)}{v^2} \right) \quad (15.31.)$$



Слика 15.12. Вриједност коефицијента ψ

Јуфин за зрна крупноће $d=0,1+0,5$ mm и пречник цијеви \varnothing 100- 400 mm при транспорту пијеска предлаже образац (15.32.):

$$i_p = i \cdot \beta \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_o} \quad (15.32.)$$

$$\beta = 1 + (3,5 + 2D + 0,5\sqrt{d_{sr}}) \cdot \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{v_{kr}}{v} \right)^{2,35} \quad (15.33.)$$

Односно, за транспорт пијеска крупноће $d=0,5-10$ mm кроз цјевовод пречника $D=100-400$ mm (15.34.):

$$i_p = i + \left[i_{kr} - i \left(\frac{v_{kr}}{v} \right)^2 \right]^4 \sqrt{\frac{v_{kr}}{v}} \quad (15.34.)$$

$$i_{kr} = 1,31\gamma_p \sqrt{\frac{\gamma_p - \gamma_o}{\gamma - \gamma_o}}^3 \sqrt{\frac{v_s^2}{g D}} \quad (15.35.)$$

У оба случаја за v_{kr} треба употријебити образац *Jufina*. Поред наведених образаца који имају општи карактер у литератури се могу наћи образци чија примјена је ограничена на неке специјалне случајеве. Такав је на примјер образац *Rusa Trainis*-а, преко којег се може израчунати пад притиска при транспорту крупнозрног угља. Образац има следећи облик (15.36.):

$$i_p = i \left(1 + \frac{C_v(\gamma - \gamma_o)}{\gamma_o} \right) + \left(\frac{\sqrt{g D}}{1,425 v} \frac{(\gamma - \gamma_{is})C_{vk}}{\gamma_o} \right) \quad (15.36.)$$

У наведеном образцу поједини чланови се могу прорачунати на следећи начин:

- запреминска концентрација крупнијих честица (15.37.):

$$C_{vk} = C_v - C_{vs} \quad (15.37.)$$

- запреминска концентрација ситнијих честица (15.38.):

$$C_{vs} = \frac{\gamma_p}{\gamma} C_{ms} \quad (15.38.)$$

- масена концентрација ситнијих честица (15.39.):

$$C_{ms} = \frac{x}{100} C_m \quad (15.39.)$$

- густина тешке средине (15.40.):

$$\gamma_{ts} = \frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma - C_{ms}(\gamma - \gamma_o)} \quad (15.40.)$$

Прорачун пада притиска (и) представља још једну прилику да се провјери да ли је одабран цјевовод оптималног пречника. При практичним прорачунима укупни пад притиска треба да буде 1-3%. Постизање те вриједности показује да је цјевовод добро димензионисан за дате услове транспорта. Само изузетно се може дозволити да пад притиска буде већи од 3% (на примјер: коришћење постојећег цјевовода, краткотрајно повећање количине хидромјешавине и сл.). Овако висок пад притиска показује да је цјевовод поддимензионисан, односно да је стање унутрашње површине цјевовода такво да транспорт може постати економски неисплатив. Ако се при прорачуну добије пад притиска мањи од 1% потребно је провјерити да цјевовод није предимензионисан и да транспорт није угрожен усљед пада брзине испод критичне.

16. ПРОРАЧУН НАПОРА ПУМПЕ

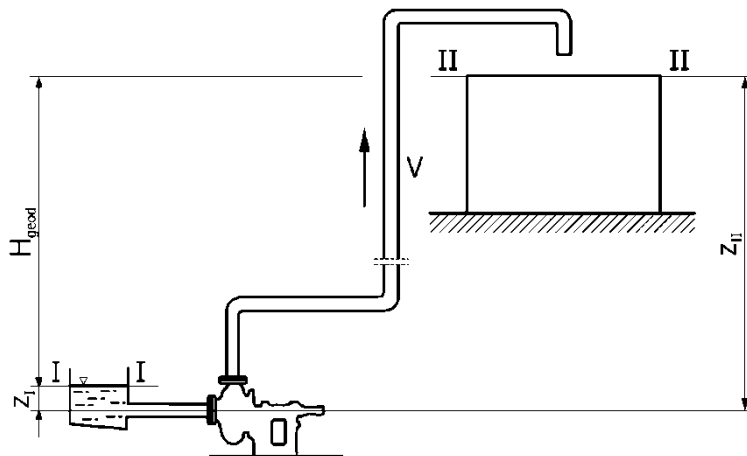
Из претходних поглавља види се колико много образаца и методологија има за прорачун и дефинисање одређених хидрауличких ситуација када се обавља транспорт воде, а колико додатних методологија када се хидраулички транспорт прошири и на чврсте честице - минералне сировине. Све ово доводи до прилично велике збрке у моментима када се треба одлучити за одређени прорачун муљне пумпе. Врло често, без јасног разлога, примјењује се прорачун који се устали у некој пројектантској организацији, на неком институту или факултету, индустријској грани или држави. При томе се, неријетко, сусрећу прорачуни који представљају комбинацију резултата различитих истраживача. Мада се при томе прави тзв. системска грешка искуства показују да се примјеном таквих комбинованих прорачуна често добијају реалнији резултати. Сви претходно обрађени прорачуни имају за циљ да се што тачније дефинише напор пумпе. Суштински, прорачун пумпе се своди на прорачун напора пумпе.

16.1. НАПОР ПУМПЕ

Напор пумпе представља укупни рад који пумпа треба да обави како би одређену количину материјала транспортовала кроз одређени цјевоводни систем до одређеног мјеста. Другим ријчцима, напор представља разлику енергије на крају транспортног пута у односу на расположиву енергију на почетку транспорта.

Смисао напора као физичке величине може се проучити преко шеме приказане на слици 16.1. Струјна/механичка енергија флуида (E) представља збир три врсте енергија:

- притисне енергије,
- енергије положаја, и
- кинетичке енергије



Слика 16.1. Шема типичног система за принудни транспорт хидромјешавине (како пумпе за хидромјешавину ријетко раде са усисавањем то је шема прилагођена карактеристичном случају транспорта хидромјешавине)

За усвојене референтне равни (са слике 16.1) могуће је написати Бернулијеву једначину о одржању енергије (за реалан флуид), при чему енергија на почетку и крају треба да се разликује само за напор пумпе односно настале отпоре кретања хидромјешавине (16.1.) и (16.2.) :

$$E_I = \frac{p_I}{\gamma_o \cdot g} + z_I + \frac{v_I^2}{2 \cdot g} \quad (16.1.)$$

$$E_{II} = \frac{p_{II}}{\gamma_o \cdot g} + z_{II} + \frac{v_{II}^2}{2 \cdot g} + \sum h_{I-II} \quad (16.2.)$$

Гдје је

E_I, E_{II} - енергија флуида на почетку и крају цјевовода, J/kg

p_1, p_2 - притисак на почетку и на крају цјевовода, Pa

v_1, v_2 - брзина хидромјешавине на почетку и на крају, m/s

γ_o - густина флуида, kg/m³

z_1 - геодетска висина дизања, m

z_2 - висина дизања хидромјешавине, m

g - сила земљине теже, m/s²

$\sum h_{I-II}$ - отпори кретању хидромјешавине, m

:

Сагласно дефиницији, могуће је написати (16.3.) :

$$H = E_{II} - E_I \quad (16.3.)$$

Слиједи (16.4.) :

$$H = \frac{p_{II} - p_I}{\gamma_o \cdot g} + z_{II} - z_I + \frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2 \cdot g} + \sum h_{II-I} \quad (16.4.)$$

Из обрасца је могуће елиминисати брзине транспорта јер се подразумијева да се ради са осредњеним брзинама које су приближно једнаке у свакој тачки цјевовода па наведени образац има облик (16.5.) :

$$H = \frac{p_{II} - p_I}{\gamma_o \cdot g} + z_{II} - z_I + \frac{v^2}{2 \cdot g} \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum \xi \right) \quad (16.5.)$$

Овако написан образац даје напор у метрима, јер се још увијек се у стручној јавности као јединица за напор чешће користи метар него J/kg. Како $z_{II}-z_I$ представља геодетску висину дизања, то се за случај транспорта воде овај образац може написати и у облику (16.6.) :

$$Y_{voda} = \Delta p + h_{geod} \cdot g + \frac{v^2}{2} \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum \xi \right) \quad (16.6.)$$

Овако написан образац даје напор у J/kg и уобичајено се обиљежава са Y , а притисак се изражава у kPa. Дакле, напор представља рад који треба обавити да се обезбиједи одговарајући **притисак на излазу** из цјевовода, да се савлада **разлика геодетских висина** почетне и завршне транспортне тачке и да се савладају **отпори цјевоводног система** између улазне и излазне тачке (линијски и локални).

Излазни притисак из цјевовода је, обично, условљен захтјевима уређаја који се у технолошком ланцу налази иза пумпе (нпр. Хидроциклон, класификатор и сл). Уколико је истицање слободно тада се као Δp_{min} усваја излазни притисак од 0,5 bara (≈ 5 m или 50 kPa). Геодетска висина представља разлику кота на улазу флуида у пумпу и на излазу из цјевовода. Како транспорт може бити усмјерен нагоре и надоле то геодетска висина дизања може имати позитивну (транспорт нагоре) или негативну вриједност (транспорт надоље).

Карактер и прорачун отпора, линијских и локалних, је дат у претходном поглављу. Прорачунати напор односи се на случај транспорта воде па је неопходно извршити корекцију прорачунатог напора за додатне отпоре у пумпи које проузрокује присуство чврстих зрна у хидромјешавини.

16.2. УТИЦАЈ ЧВРСТИХ ЧЕСТИЦА У ХИДРОМЈЕШАВИНИ НА НАПОР ПУМПЕ

Познавање процеса који се дешавају при хидрауличком транспорту чврстих материјала је релативно слабо. Сви закључци, формуле, дијаграми и номограми су последица експерименталног рада на одређеној минералној сировини и са одређеном пумпом. На бази више таквих експеримената изведени су одређени закључци који су, глобално речено, подударни и логични, но када се ради о

експлицитно израженим бројкама сви литературни подаци се морају прихватати са извјесном резервом (као и у случају одређивања критичне брзине транспорта).

Седамдесетих година Аустралијанци *Mc Elvain* и *Cave* су извели систематска испитивања утицаја чврстих честица из хидромјешавине на карактеристике пумпи компаније *Wagman*. Добијене резултате су приказали у облику дијаграма (на слици 16.2). У првом случају су за испитивање користили пејсак густине 2650 kg/m^3 , просјечне крупноће $0,29 \text{ mm}$, у другом, такође, пијесак густине 2650 kg/m^3 и просјечне крупноће $1,25 \text{ mm}$, а у трећем илменит густине 4.600 kg/m^3 , просјечне крупноће $0,17 \text{ mm}$. Испитивања су била тако организована да су муљну пумпу која је радила са фиксним бројем обртаја од 1300 min^{-1} најпре хранили различитом количином чисте воде, а потом различитом количином хидромјешавине различите густине. Током мјерења су добили више тачака које су биле одређене протоком и напором пумпе, односно масеном густином хидромјешавине. Те тачке су омогућиле да се исцрта више кривих линија, које су по облику сличне кривим добијеним при транспорту воде, али које јасно показују да се повећањем густине хидромјешавине при истом протоку смањује напор муљне пумпе, односно због повећаних отпора муљна пумпа за неки одређени проток не може да обезбједи напор као када транспортује воду.

Тakoђе су показали да је смањење напора, дакле и губитак енергије, зависан од густине минералне сировине и њене крупноће. При томе, што је материјал ситнији и ријеђи, губици су мањи, односно, што је материјал крупнији и гушћи губици су већи.

Каснија испитивања *Sellgren*-а и *Addi*-а показала су да *McElvain*-ова испитивања важе када је запреминска концентрација испод 20-25% чврстог, када је пречник радног кола муљне пумпе испод $0,5 \text{ m}$ и при, за рударство, нормалној дистрибуцији минералне сировине по крупноћи. Истовремено су доказали да је ефекат концентрације чврстих честица мањи када се хидромјешавина транспортује са већим пумпама него са мањим. Наиме, када се хидромјешавина истих карактеристика транспортује пумпом код које је пречник радног кола $1,1 \text{ m}$ смањење напора је око 7%, а када је пречник радног кола $0,37 \text{ m}$ тада је смањење напора око 20%. Са повећањем крупноће минералне сировине расту и губици напора центрифугалне муљне пумпе. На слици 16.3 дат је дијаграм из којег се види колико пречник радног кола и крупноћа минералне сировине утичу на смањење напора.

Испитивања *Sellgren*-а и његових сарадника су показала да је код савремених пумпи, код којих се посебна пажња посвећује облику и типу радног кола, губитак напора мањи него код пумпи из седамдесетих година (када је испитивања обављао *McElvain*).

Већина значајнијих истраживача са запада резултате својих истраживања су математички изразила кроз општи образац, који гласи (16.7.) :

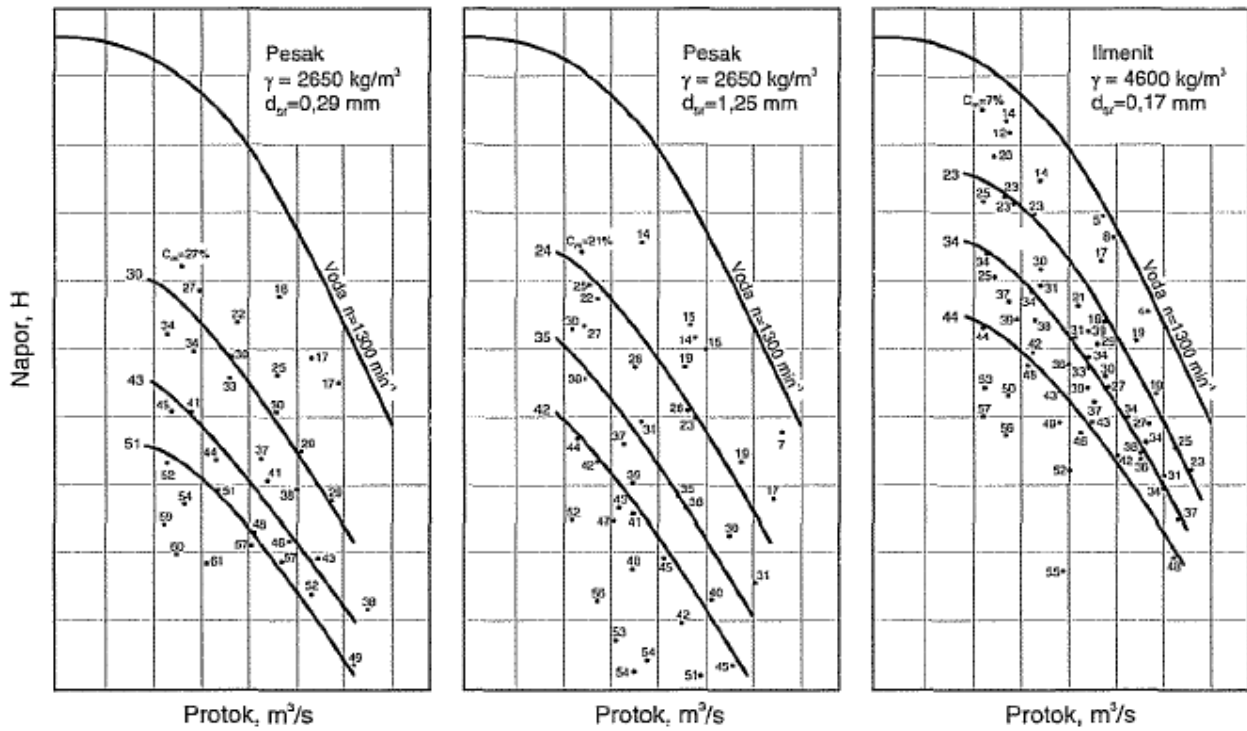
$$HR = 1 - K \quad (16.7.)$$

У наведеном обрасцу недефинисан остаје коефицијент K и њега су разни истраживачи дефинисали на различите начине. *McElvain* је своја истраживања крунисао дефинисањем коефицијента K на следећи начин (16.8.) :

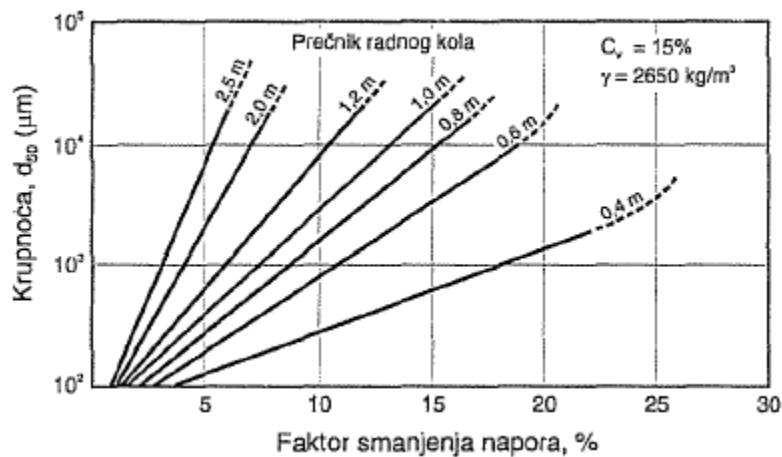
$$K = \frac{k \cdot C_v}{20} \quad (16.8.)$$

Коефицијент k зависи од крупноће d_{sr} и густине γ минералне сировине и читава се из дијаграма приказаног на слици 16.4. Коефицијент K *Cave* је дефинисао следечим обрасцем (16.9.) :

$$K = \frac{C_m}{2600} \left(\frac{\gamma}{\gamma_o} - 1 \right) \left(4 \frac{\gamma_o}{\gamma} + 1 \right) \ln(44 \cdot d_{sr}) \quad (16.9.)$$

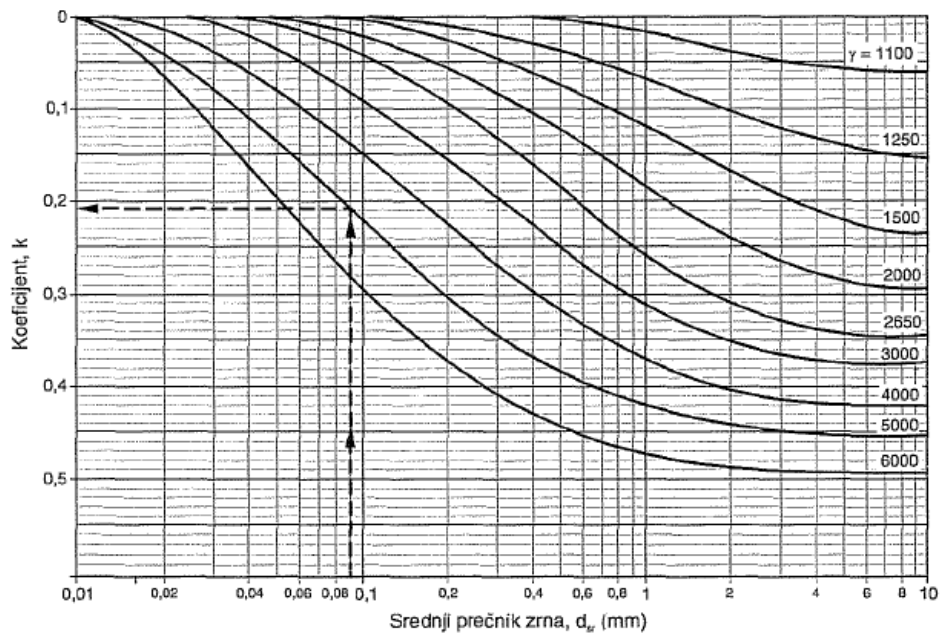


Слика 16.2. Утицај чврстих честица у хидромјешавини на напор пумпе

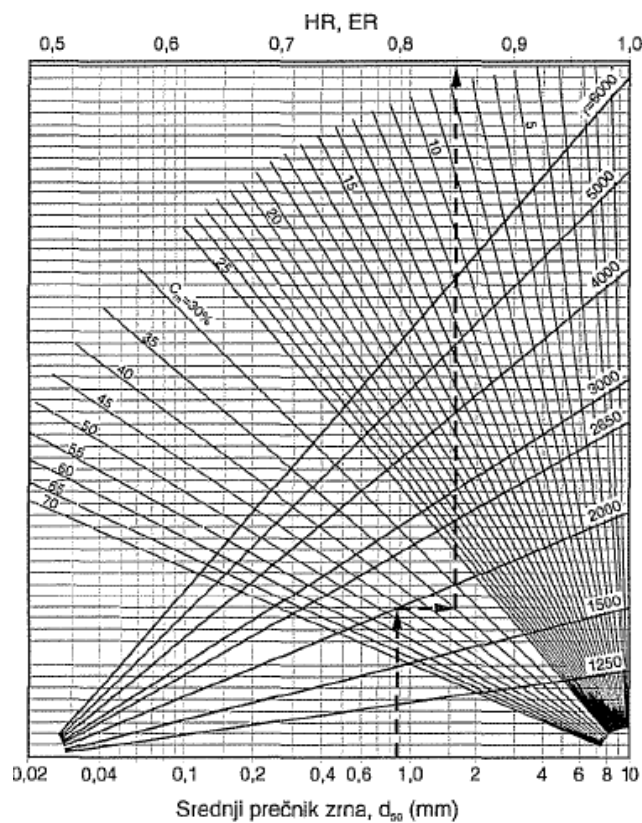


Слика 16.3. Утицај пречника радног кола И крупноће минералне сировине на смањење напора муљне пумпе

Наведени образац *Cave* је изразио и графички у виду номограма датог на слици 16.5. У принципу, овај номограм је веома сличан претходно приказаном дијаграму с тим што је његовим коришћењем могуће доћи до поправног коефицијента HR директним читавањем са дијаграма без комбиновања дијаграма и формула. У практичном раду формула се, због компликованости, ријетко користи, док се дијаграм често цитира и користи.



Слика 16.4. Дијаграм за одређивање k у обрасцу McElvain-а

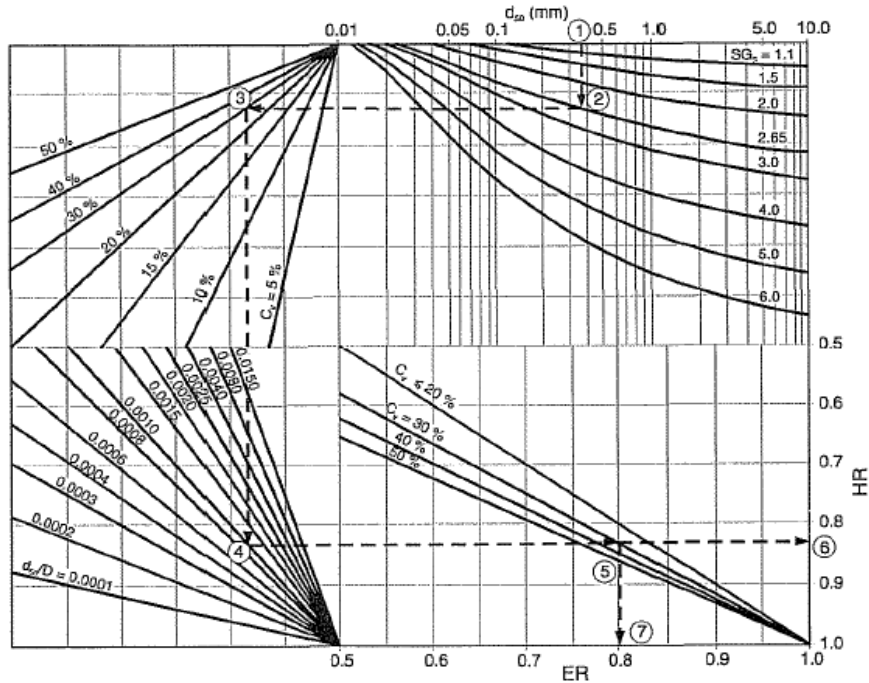


Слика 16.5. Цаве номограм за корекцију напора због транспорта хидромјешавине

Vocadio и сарадници су коефицијент K дефинисали на следећи начин (16.10.) :

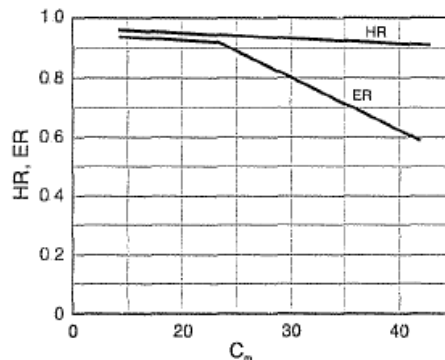
$$K = \frac{C_v}{100} \left(\frac{\gamma}{\gamma_0} - 1 \right) \left(0,167 + 6,02 \sqrt{\frac{d_{sr}}{D} \left(\frac{\gamma}{\gamma_0} - 1 \right)} \right) \quad (16.10.)$$

И многи други аутори који су се бавили овом проблематиком, *Wiedenroth, Burgess, Reizes, Sellgren*, дали су оригиналне обрасце за дефинисање коефицијента **K**. Сви ти обрасци су прилично компликовани и нису наишли на ширу примјену.



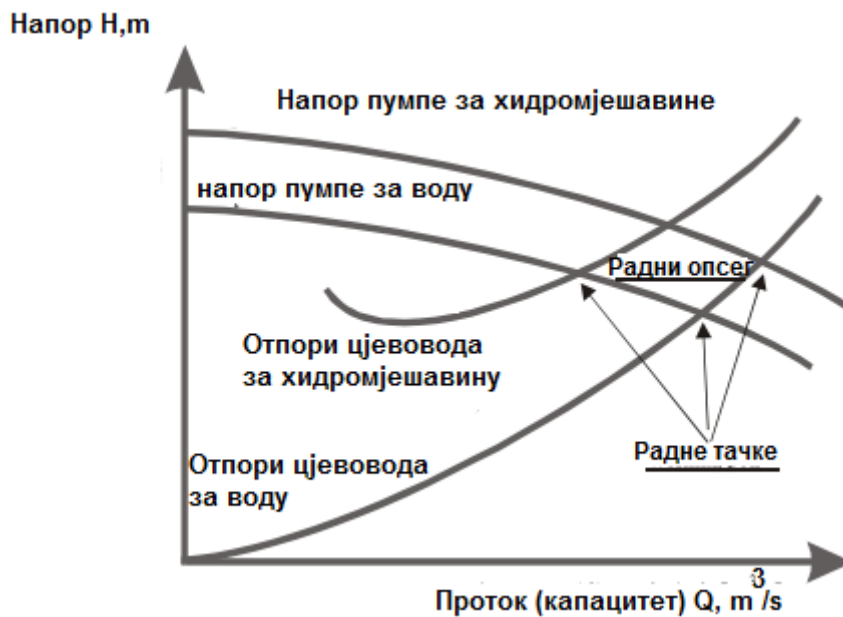
Слика 16.6. Номограм за корекцију напора због транспорта хидромјешавине

Фактор за корекцију напора због транспорта хидромјешавине могуће је одредити и преко номограма датог на слици 16.6. По времену настанка ово је најновији номограм. Објавила га је компанија *Warman* и настао је на бази испитивања транспорта савременим муљним пумпама. Карактерише се по томе што, поред уобичајених параметара какви су средњи пречник зрна и густина минералне честице, узима у обзир и величину радног кола пумпе. Поред тога, овај номограм даје поправни коефицијент не само за напор пумпе већ и за корекцију снаге електромотора. По први пут поправни коефицијент за напор није једнак поправном коефицијенту за снагу електромотора. Да је овакав приступ исправан показују истраживања *Sellgren*-а и његових сарадника приказана на слици 16.7.



Слика 16.7. Утицај чврстих минералних честица на смањење напора и снаге електромотора према истраживањима *Sellgren*-а и сарадника

На слици 16.8. је дат приказ радних тачака и радног опсега пумпе када се говори о разликама рада пумпе при транспорту воде и хидромјешавине.



Слика 16.8. Шематски приказ радног опсега система цјевовод-пумпа

Напор потребан за транспорт хидромјешавине добиће се тако што ће се напор прорачунати за транспорт воде подијелити са корекционим фактором HR. У том случају образац за напор муљне пумпе има следечи облик (16.11.):

$$H_{hm} = \frac{H_{vode}}{HR} = \frac{p + h_{geod} + \sum h}{HR} \quad (16.11.)$$

Или (16.12.):

$$Y_{hm} = \frac{Y_{vode}}{HR} = \frac{\Delta p + h_{geod} \cdot g + \frac{v^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum \xi \right)}{HR} \quad (16.12.)$$

У руској литератури могуће је наћи више образаца који дефинишу утицај чврстих честица у хидромјешавини на напор пумпе. Једна од таквих формула има облик (16.13.):

$$\Delta h_k = \frac{C_v \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v} \right)}{1 - C_v \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v} \right)} \left(\frac{\gamma - \gamma_p}{\gamma_p} \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\gamma_p} + h_{ko} \right) \quad (16.13.)$$

Дакле, за прорачун корекционог коефицијента потребно је познавати: **карактеристике пумпе** при раду са водом, **гранулометријски састав** и **густину минералне сировине, запреминску концентрацију, пречнике радног кола** на улазу и излазу и **карактеристике хидромјешавине**. Да би се приступило прорачуну потребно је одредити гранични пречник зрна - d_{gr} . Ово је нови параметар везан за гранулометријски састав минералне сировине, а одређује се по јединственом обрасцу који гласи (16.14.):

$$d_g = 0,00126 \sqrt{\frac{v}{n}} \quad (16.14.)$$

Према овоме, гранични пречник зависи од кинематичког вискозитета средине и од броја обртаја пумпе. При томе, што је број обртаја већи гранични пречник је мањи. На основу познатог гранулометријског састава одређује се колико је зрна ситнијих од граничне крупноће (параметар x). На бази тога се одређује параметар C_{v1} (који представља запреминску концентрацију зрна ситнијих од граничне крупноће) по обрасцу (16.15.):

$$C_{v1} = \frac{x C_v}{100} \quad (16.15.)$$

На бази познавања пречника радног кола на улазу и излазу хидромешавине одређују се ободне брзине ω_2 и ω_1 по обрасцу(16.16.) :

$$\omega = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (16.16.)$$

Хидраулички отпори при транспорту воде h_{ko} одређује се по обрасцу (16.17.) :

$$h_{ko} = \frac{H(1 - \eta_k)}{\eta_p} \quad (16.17.)$$

Степен корисности радног кола η_k зависи од броја лопатица радног кола и износи 0,93 код радног кола са 4 лопатице, 0,9 са 3 лопатице и 0,85 са 2 лопатице.

Хидраулички степен корисности η_p рачуна се по обрасцу (16.18.) :

$$\eta_p = \eta_k \cdot \eta_o \quad (16.18.)$$

Коефицијент η_o рачуна се по обрасцу (16.19.) :

$$\eta_o = \frac{n_s}{n_s + 24} \quad (16.19.)$$

при чему је специфични број обртаја – n_s (16.20.) :

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{P}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (16.20.)$$

Сада се може израчунати корекциони фактор Δh_k , а напор пумпе при транспорту хидромјешавине се добија по следећем обрасцу (16.21.) :

$$H_p = H - \Delta h_k \quad (16.21.)$$

У овом прорачуну најинтересантније је анализирати утицај гранулометријског састава на смањење напора. При томе су могућа два типична случаја:

- сва зрна су крупнија од граничне крупноће и тада је C_{v1} једнак нули и корекциони фактор не зависи од односа крупноћа зрна, и
- сва зрна су ситнија од граничне крупноће када је C_{v1} једнако C_v при чему се види да је у том случају напор пумпе једнак напору који се постиже при транспорту воде. Односно, када су сва зрна ситнија од граничне крупноће хидромјешавина се понаша као хомогена и нема губитка напора услед присуства чврстих зрна.

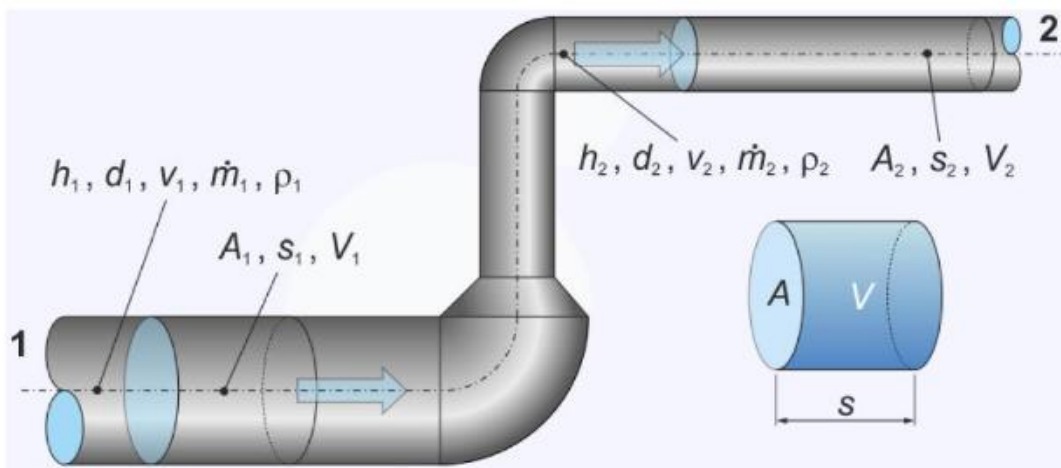
Веома обимна испитивања која су обављена у руским лабораторијама показала су да је слагање експериментално добијених резултата са резултатима који се добију рјешавањем наведених једначина велика при чему је резултат добијен експериментално био мањи максимално 0,5 m.

17. ИЗБОР ПУМПЕ

Прорачунавањем напора пумпе (Н или U) уз познати проток хидромјешавине (P) испуњени су полазни услови да се може приступити избору одговарајуће пумпе за транспорт хидромјешавине. избор је веома деликатна операција јер поред познавања основних теоријских законитости и методологија прорачуна тражи и извјесно искуство како би се у широком дијапазону веома сличних пумпи изабрала права - по врсти, величини, произвођачу, броју обртаја, дозвољеној уисној висини, конструктивним карактеристикама, начину и могућностима монтаже, расположивом простору, степену корисности, цени, условима плаћања, гарантном року и томе слично.

Ако се избор започне избором врсте проблем се своди на одређивање за једну од десетак врсти које се користе за транспорт хидромјешавина. У пракси највише се користе центрифугалне и клипне пумпе. Клипне пумпе се користе када се ради о транспорту на екстремно велике даљине (дакле, остварују велики напор) хидромјешавина екстремно велике концентрације (више од 40% чврстих честица, запремински). У свим осталим случајевима, због своје једноставности, лаког одржавања, малих димензија, повољне цијене и др. користе се центрифугалне пумпе. Због тога се у наставку искључиво третирају центрифугалне пумпе.

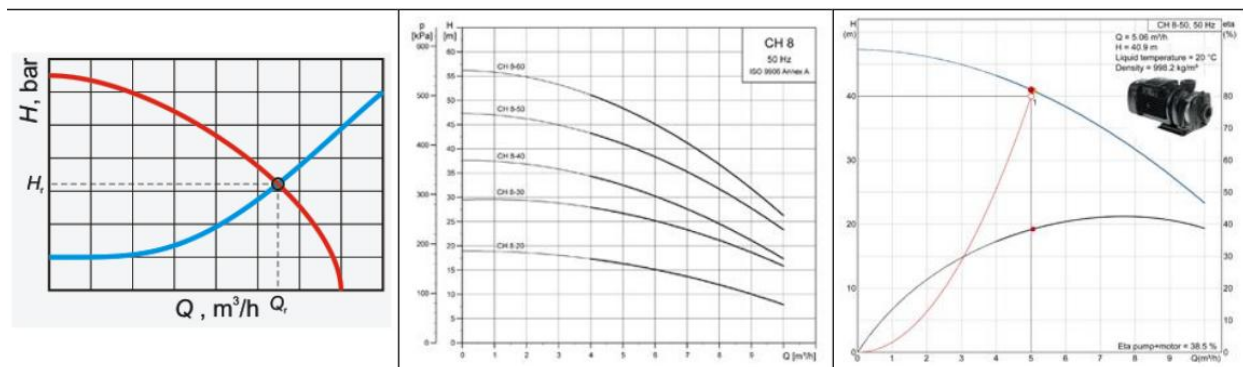
Одговарајућа пумпа се бира на основу карактеристика цјевовода и радних карактеристика пумпи.



Слика 17.1. Проток медија кроз цјевовод

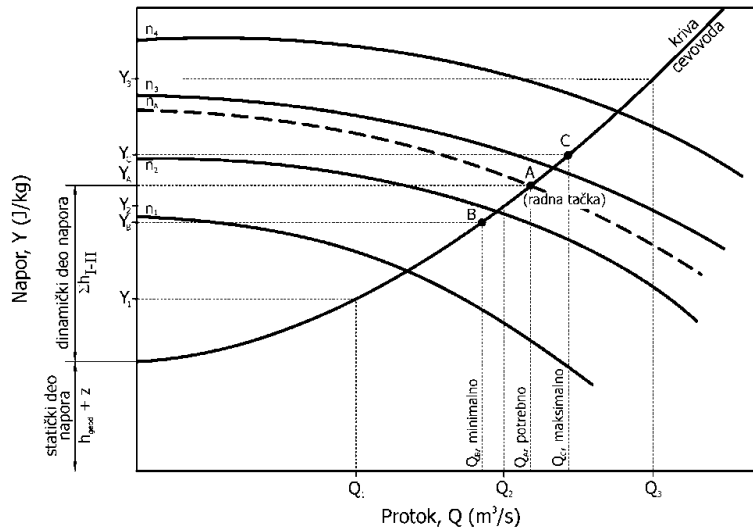
17.1. ИЗБОР ВЕЛИЧИНЕ ПУМПЕ

Подаци потребни за избор пумпе налазе се у подлогама произвођача пумпи. У начелу, пумпа треба подмиривати потребе корисника радећи са што је могуће вишим ϵ . Радна тачка система пумпа/цјевовод јесте пресејциште радне карактеристике умпе с радном карактеристиком цјевовода.



Слика 17.2. Основна правила при избору пумпе са Q-H дијаграма

Дакле, наставак процедуре избора муијне пумпе своди се на избор величине пумпе. Свака пумпа, у зависности од величине, покрива одређени простор унутар Q - H дијаграма. То значи да свака пумпа при одређеном протоку обезбеђује одређени напор за одговарајуће радне услове. Дакле, онога тренутка кад су познати проток и напор могуће је одредити величину потребне пумпе.

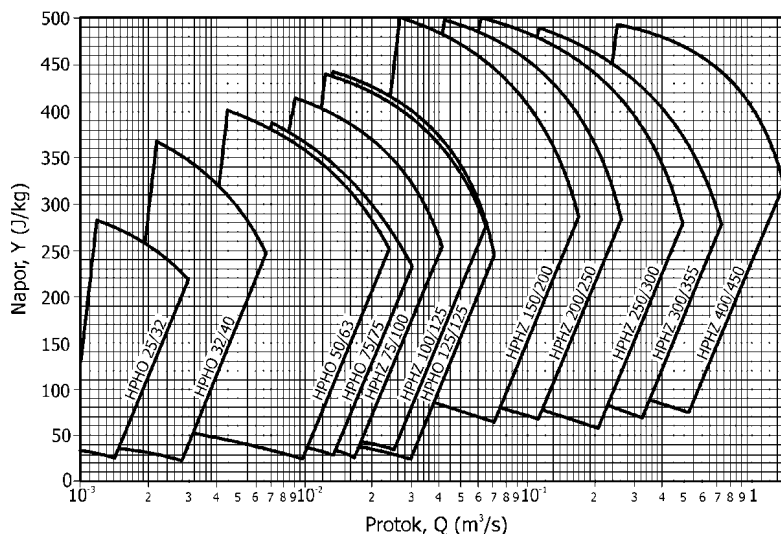


Слика 17.3. Q - H дијаграм пумпе

Величина центрифугалних пумпи се изражава навођењем величине улазног (усисног) и излазног (потисног) отвора. Када то чине произвођачи из западних земаља те величине су (упркос постојању и прихватању SI система мјера) изражене у инчима (1 инч = 0,0254 m = 25,4 mm), а код осталих произвођача у милиметрима. Већи број увијек означава величину усисног, а нижи потисног отвора. Уз бројчане увијек се појављују и одређене словне ознаке које ближе дефинишу тип пумпе и неке њене друге карактеристике. Сваки произвођач бира свој начин означавања и о томе информише корисника преко својих проспеката.

Да би се одредила величина пумпе неопходно је располагати збирним дијаграмом фамилије пумпи. У том збирном дијаграму назначено је подручје које свака пумпа из те фамилије покрива (у погледу протока и напора). Збирни дијаграм може бити веома једноставан када произвођач нуди само једну фамилију пумпи, односно комплексан када се на истом дијаграму нуди више типова пумпи.

Примјер једноставног збирног дијаграма пумпи домаћег произвођача (фабрике "ФОД" из Бора) приказан је на слици 17.4. а збирни дијаграми неких других произвођача су дати на сликама 17.1 и 17.2 -Прилог 17.



Слика 17.4. Збирни Q - H дијаграм произвођача ФОД Бор

Из наведеног дијаграма се види да фамилија НРН (скраћеница значи: хоризонталне пумпе за хидромјешавине) има једанаест пумпи које покривају проток од 0 до 1,0 m³/s, остварујући при томе напор од 30 до 40 m. Дакле, за познати проток и напор са дијаграма је лако прочитати величину пумпе која одговара полазним параметрима.

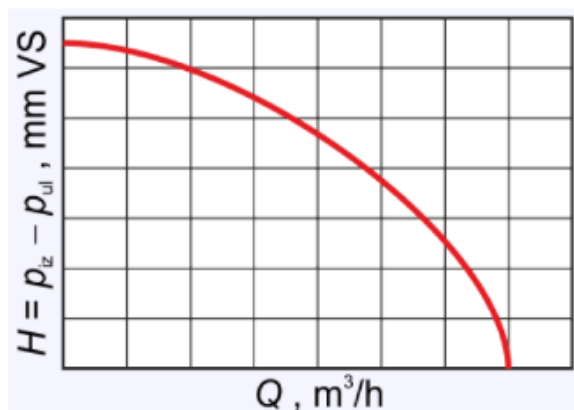
Велики произвођачи пумпи имају у свом производном програму већи број типова пумпи. Све те пумпе су намијењене за транспорт хидромјешавина, али се разликују у погледу напора који остварују за исти проток и у многим конструктивним детаљима који одређују сваку пумпу за одређене услове коришћења. Такви произвођачи поред збирних дијаграма, какав је приказан на слици 17.4., објављују и комплексне збирне дијаграме на којима наводе више типова пумпи, слика 17.1-Прилог 17.

На наведеном дијаграму наведено је пет типова пумпи за хидромјешавине. Њихове карактеристике, најкраће речено, су: пумпе "GP" -имају мали до средњи проток, мали напор, намјењене су за транспорт суспензија густине до 1300 kg/m³; пумпе "L" - остварују велики проток, мали напор, намјењене су за транспорт хомогених хидромјешавина првенствено у постројењима за одсумпоравање димних гасова; пумпе "АН" и "М" - намјењене су за најтеже радне услове са абразивним хидромјешавинама, развијене су специјално за примјену у рударству, покривају широки дијапазон у погледу протока и напор до 70 m; пумпе "HRM" - намијењене су за рад у најтежим условима као и пумпе типа "АН", покривају проток од 0,005 до 0,200 m³/s и напор до 100 m. Из овог примјера се јасно види колико је тешко одабрати одговарајућу пумпу када се располаже са овако комплексним збирним дијаграмима. Односно, да би се они користили потребно је детаљније познавати производни програм тог произвођача и успоставити сарадњу са фабриком.

Када се између више произвођача одабере одговарајућа величина пумпи завршена је тек прва фаза избора пумпе. Крајњи резултат радова у првој фази јесте одабрана величина пумпе најмање три произвођача. Разумије се, ово се односи само на нови погон јер се код постојећих погона увијек тежи унификацији пумпи па се код њих бира величина пумпе познатог произвођача.

17.2. Q-Н ДИЈАГРАМ ПУМПЕ

Радна крива пумпе или Радна карактеристика пумпе описује узајамну зависност повећања притиска (улагање рада пумпе) и брзине протицања кроз пумпу. Уобичајен је опис у координатном систему $H = f(Q)$. На облик радне криве пумпе утиче врста и геометрија пумпе, врста и карактеристике погонског електромотора те врста и карактеристике управљања радом пумпе. Карактеристике пумпи се одређују испитивањима (нпр. мјерења проведена у 10 тачака Q и H) и могу се наћи у каталозима произвођача пумпи.



Слика 17.5. Радна карактеристика пумпе

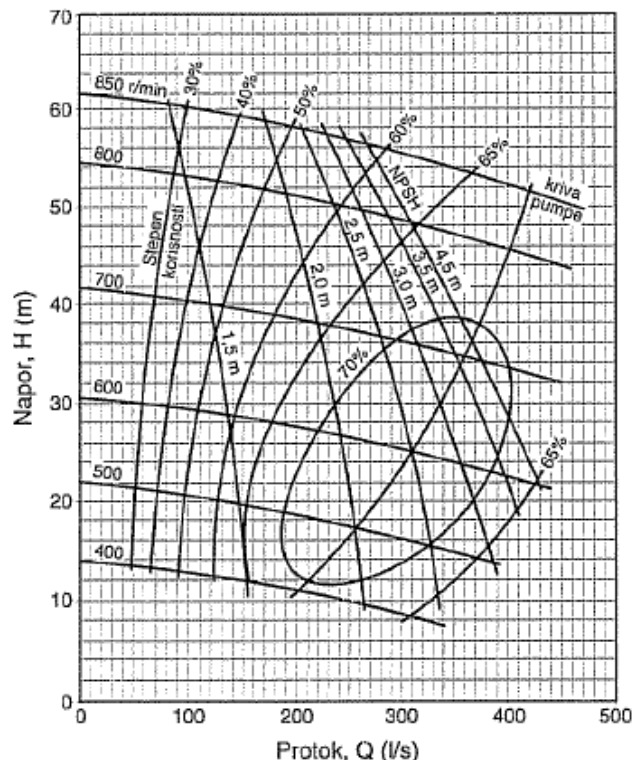
Радно подручје сваке центрифугалне пумпе је дефинисано њеним Q-Н дијаграмом (у руској терминологији - пасош пумпе). Примјер Q-Н дијаграма муљне пумпе 8/6-АН, фирме „Warman“, приказан је на слици 17.6. Ради се о дијаграму у којем је на апсиси наведен проток воде (увијек се проток односи на воду, а никад на хидромјешавину), а на ординати напор пумпе при транспорту воде. Проток се изражава у l/s, m³/s или у m³/h, а напор у m или у J/kg. Унутар дијаграма су наведене криве

линије које повезују та два параметра када пумпа ради при истом броју обртаја. Ова крива линија назива се и **крива пумпе**. Обично пумпа максимални напор (односно притисак) остварује када је проток раван нули. Како се повећава проток тако се смањује напор који пумпа може да постигне. Код старијих, и слабијих, пумпи промјена протока доводи до мале промјене напора (линија је готово паралелна са апсцисом), док код савремених и квалитетнијих пумпи сваку промјену протока прати и промјена напора (линија готово да ни у једном свом дијелу није паралелна са апсцисом). Код свих произвођача пумпе мале величине раде са великим бројем обртаја ($1500 - 3000 \text{ min}^{-1}$), а пумпе велике величине са малим ($<1000 \text{ min}^{-1}$). Дефинисање протока и напора за одређени број обртаја пумпе врши се, увијек како је већ речено, експериментално на фабричким испитним инсталацијама.

Уобичајено на Q-H дијаграму се појављују још двије групе кривих линија. Криве елиптичног облика приказују степен корисности пумпе за одређени проток и напор. Посматрано у правцу слијева-надесно види се да степен корисности најприје расте, а потом опада. Зона у којој је степен корисности највећи је оптимална радна зона те пумпе, слика 16.8 и 17.6. При избору треба тежити да се изабере пумпа чија је радна тачка управо у тој зони. Сматра се да је пумпа добро изабрана када радна тачка транспортног система падне у зону корисности која је већа од 80% у односу на максималну корисност разматране пумпе. По правилу, не треба бирати пумпу код које је радна тачка десно од оптималног радног подручја. Уколико се, ипак, изврши такав избор ризикује се да и мала промјена протока доведе до ситуације да пумпа не може да обави свој задатак. Избор пумпе код које је радно подручје лијево од оптималне зоне доводи до нестабилног рада пумпе и ако је степен корисности мањи од 80% оптималног такву пумпу не треба изабрати. У првом случају треба изабрати за степен већу, а у другом мању пумпу. Код свих произвођача мале пумпе имају мали степен корисности ($<50\%$), а велике знатно већи (70-90%).

Косе или вертикалне линије унутар ОН дијаграма представљају минималну количину енергије коју флуид мора имати на улазу у радно колода би се избегла кавитација (у енглеској терминологији позната као *NPSH-net positive suction head*, а у руској *Ah*). *NPSH* расте са повећањем протока. Код бољих пумпи је нижи, док је код слабијих пумпи виши. Поред наведених кривих неки произвођачи у Q-H дијаграм пумпи уносе и потребне снаге мотора за одређени проток, напор и степен корисности.

Дакле, познавањем Q-H дијаграма пумпа је, у хидрауличком смислу, потпуно окарактерисана.



Слика 17.6. Q-H дијаграм пумпе 8/6 –АН

17.3. МИНИМАЛНА КОЛИЧИНЕ ЕНЕРГИЈЕ КОЈУ ФЛУИД ТРЕБА ИМАТИ

При разматрању NPSH неке пумпе потребно је анализирати два појма: $NPSH_r$ - минимално потребна усисна енергија и $NPSH_a$ - расположива усисна енергија. Крива која представља $NPSH_r$ налази се уцртана у Q-H дијаграм пумпе и одатле се очитава зависно од потребног протока и напора. Тај податак представља минимално потребну енергију усисавања која обезбеђује да не дође до кавитације (кавитација је веома сложени процес формирања мјехурића ваздуха у тачки у којој је усисна енергија мања од притиска испаравања флуида). $NPSH_a$ се прорачунава сагласно расположивој транспортној инсталацији и карактеристикама хидромјешавине. Дакле, $NPSH_a$ треба увијек да буде већи од $NPSH_r$.

Типична инсталација која представља напојни сандук муљне пумпе и мујићну пумпу дата је на слици 17.7.

Сагласно ознакама на слици може се написати следећа релација (17.1.):

$$P_a + H_s = NPSH_a + H_{t_s} \quad (17.1.)$$

При чему је:

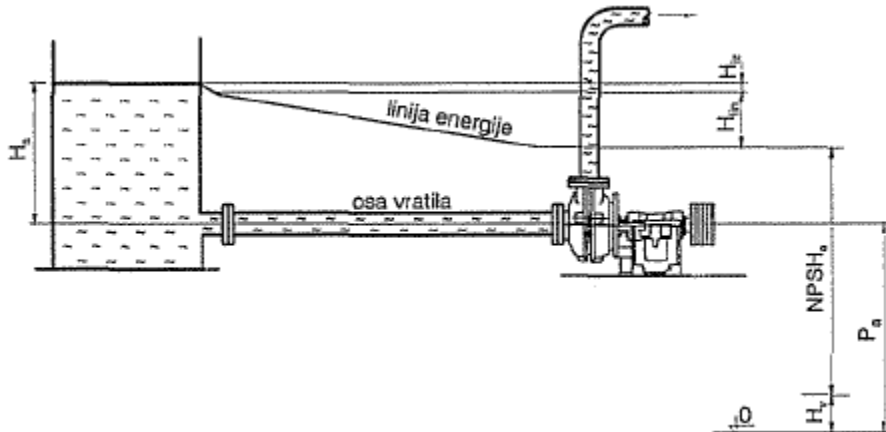
$$H_{t_s} = H_v + H_{in} + H_{iz} \quad (17.2.)$$

Слиједи да је:

$$NPSH_a = P_a + H_s - H_{is} \quad (17.3.)$$

односно,

$$NPSH_a = P_a + H_s - H_v - H_{in} - H_{iz} \quad (17.4.)$$



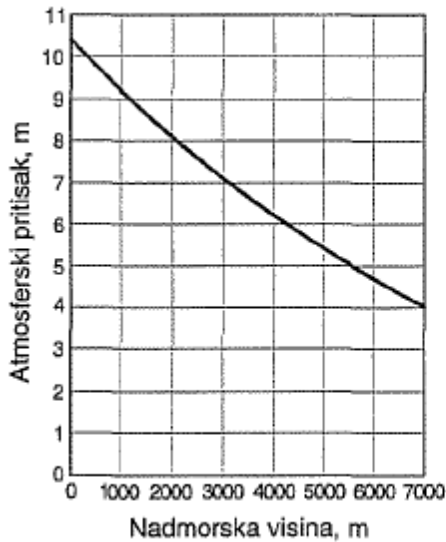
Слика 17.7. Типична инсталација сандук муљне пумпе - муљна пумпа

Атмосферски притисак (P_a) зависи од надморске висине на којој је постројење постављено и може се очитати из дијаграма датог на слици 17.8. Хидростатички притисак (H_s) на усису пумпе се очитава са цртежа инсталације или се мјери, ако је постројење већ инсталирано.

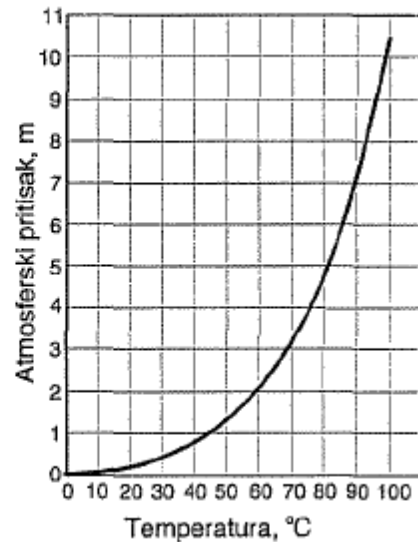
Укупни губитак у систему напојни сандук муљне пумпе - муљна пумпа је означен са H_{t_s} и представља збир линијских губитака услед трења на усисном воду пумпе H_{in} , локалног губитка на истицању из резервоара у цев H_{iz} и притиска испаравања H_{is} . Линијски и локални губитак се прорачунавају сагласно обрасцима датим у претходним поглављима, а притисак испаравања се може очитати са дијаграма датог на слици 17.9.

Како се транспортни системи за хидромешавину углавном пројектују тако да се хидромешавина улива из напојног сандука у пумпу {дакле без усисавања} то је код њих релативно лако постићи услов

да је $NPSH_a > NPSH_r$. Без обзира на ову повољну околност потребно је извршити проверу и, евентуално, кориговати инсталацију или изабрати бољу пумпу.



Слика 17.8. Атмосферски притисак у функцији надморске висине



Слика 17.9. Притисак испаравања воде

17.4. КРИВА ЦЈЕВОВОДА

Из претходног текста могло се видјети да је за одређени проток и напор пумпа потпуно дефинисана са три криве линије - бројем обртаја, степеном корисности и количином енергије на усису. Како пумпа сама за себе технолошки не представља ништа, потребно је наведене карактеристике пумпе синхронизовати са цјевоводом и осталим елементима трасе тако да раде као систем. У претходним поглављима је показано како се цјевовод и елементи трасе могу рачунски дефинисати и довести до заједничког параметра који се зове напор. Дакле, ако се за дефинисани цјевовод са свим елементима прорачуна напор за различити проток доблће се неколико тачака кроз које се може повући крива линија - тзв. крива цјевовода. Крива цјевовода има тренд раста са повећањем протока и по томе је потпуно супротна од криве пумпе. Ово омогућава да се крива пумпе и крива цјевовода сијекну у одређеној тачки. Због тога се у Q-N дијаграму пумпе, поред постојећих, уцртава и крива цјевовода. На тој кривој се налази тачка која задовољава тражени проток. Та тачка се назива "радна тачка". Кроз њу се провлачи крива пумпе (паралелно са постојећим кривама) са које се читава број обртаја пумпе, а са ординате се читава потребни напор. На слици 17.10 дат је примјер из којег се може сагледати начин уцртавања криве цјевовода и одређивања радне тачке.

Из наведеног примјера датог на слици 17.10, може се уочити да се крива цјевовода састоји из два дијела - статичког и динамичког. Статички дио напора је наведен на ординати за проток једнако нули и, суштински, представља збир геодетске висине дизања и излазног притиска. Ова два елемента не зависе од протока тако да њихова величина транслаторно помјера x-осу за израчунату вриједност. У случају да постоји геодетска висина спуштања поступак је исти, с тим што транслација може бити и у негативном правцу у-осе када је геодетска висина спуштања већа од излазног притиска.

18. ПРОРАЧУН СНАГЕ ПУМПЕ

Да би се "прорачун пумпе" заокружио у својој технолошкој поставци неопходно је извршити и прорачун снаге, односно потребно је изабрати електромотор.

18.1. СНАГА ПУМПЕ

Када се разматра снага пумпе разликују се две врсте снаге:

- корисна или ефективна снага, и
- конзумна или снага на вратилу.

Корисна или ефективна снага представља пораст енергије флуида, који се транспортује пумпом у јединици времена. Као таква, корисна снага је зависна од протока, напора и густине флуида (хидромјешавине). Одређује се по формули (18.1.):

$$N_e = \frac{P \cdot Y \cdot \gamma_p}{1000} \quad (18.1.)$$

Израчуната корисна снага подразумијева да је корисност пумпе и свих дијелова система апсолутна. Међутим то није реално јер се у пумпи јављају одређени губици који су разврстани у три групе:

- запремински,
- хидраулички, и
- механички.

Запремински губици се јављају због конструктивне несавршености пумпе која доводи да се теоријски могући или захваћени проток не може и потиснути у систем. Ти губици, у највећој мјери представљају губитак протока у процјепима између кућишта и радног кола. Према томе, стварни проток пумпе јесте (18.2.):

$$P = \eta_v \cdot P_t \quad (18.2.)$$

Значи, у изразу за прорачун снаге пумпе потребно је проток поделити са степеном запреминског корисног дејства - η_v . Губици који настају услед савлађивања отпора при проласку хидромјешавине кроз међулопатичне канале радног кола пумпе изазивају смањење напора пумпе за извјесни коефицијент корисног дејства - η_v . Ова врста губитака назива се хидраулички губици. У односу на теоријски напор стварни напор износи (18.3.):

$$Y = \eta_h \cdot Y_t \quad (18.3.)$$

У обрасцу за прорачун снаге пумпе напор треба подијелити са коефицијентом хидрауличног корисног дејства - η_h . Механички губици представљају губитке на трење који се неминовно јављају у лежајевима вратила радног кола, у заптивачима, спојницама и слично. Механички губици представљају губитак ефективне снаге пумпе за извјесни коефицијент корисног дејства - η_m . У односу на теоријску снагу пумпе је (18.4.):

$$N = \eta_m \cdot N_o \quad (18.4.)$$

Дакле, укупни степен корисног дејства пумпе представља производ наведена три степена корисног дејства (18.5.):

$$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (18.5.)$$

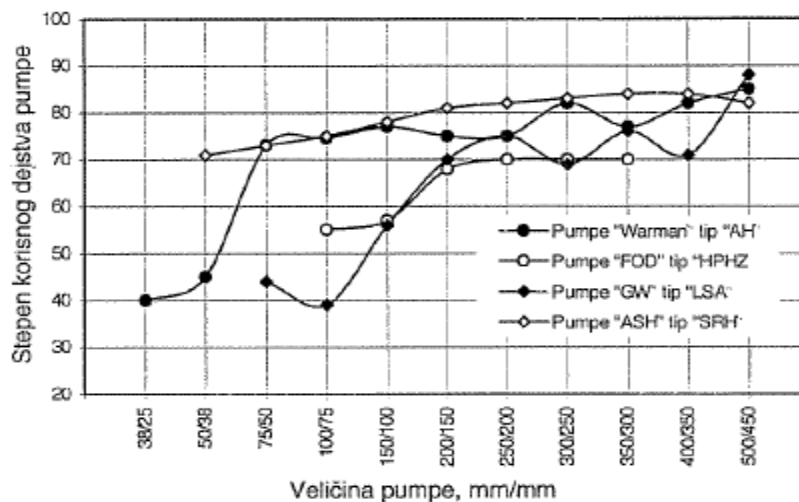
Степен корисног дејства посматан посебно је мањи од јединице, тако да је и укупни степен губитка мањи од јединице. У пракси, центрифугалне муљне пумпе које остварују мали проток и напор имају

низак укупни степен корисног дејства (0,2-0,5), док центрифугалне муљне пумпе које остварују велики проток имају знатно виши укупни степен корисног дејства (0,7-0,9), На слици 18.1. приказан је степен корисног дејства муљних пумпи различитих произвођача у зависности од величине пумпе.

Глобално се узима да је укупни степен корисног дејства реда 0,7 задовољавајући за центрифугалне муљне пумпе.

Конзумна снага пумпе је већа од ефективне за губитке који се неминовно јављају у пумпи и износи (18.6.):

$$N_k = \frac{N_e}{\eta_p} = \frac{P \cdot Y \cdot \gamma_p}{1000 \cdot \eta_p} \quad (18.6.)$$



Слика 18.1 Степен корисног дејства различитих типова пумпи и произвођача

На Q-N дијаграмима пумпи за воду најчешће се налази исцртана и крива конзумне снаге. Међутим, код пумпи за хидромјешавину те криве нема и конзумна снага се увијек мора израчунати. Одсуство ове криве је проузроковано различитим густинама хидромјешавине па је њено опште учртавање нецјелисходно.

18.2. ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ СНАГЕ ЕЛЕКТРОМОТОРА

Познавање конзумне снаге пумпе омогућава да се дође и до снаге електромотора потребне да се жељени транспорт оствари". Поред потребе да обезбиједи потребну конзумну снагу електромотор треба да савлада и губитке које проузрокује каишни пренос и губитке који настају услед неусклађености у раду између хидродинамичких спојница (ако су монтиране) и пумпе. Поред тога, није реално очекивати да проток, густина и напор буду константни у неком систему па је потребно димензионисати електромотор тако да савлада те додатне отпоре, и на тај начин, обезбиједи транспорт хидромјешавине. Уводећи ове додатне параметре образац за прорачун снаге електромотора има облик (18.7.):

$$N = k \cdot \frac{P \cdot Y \cdot \gamma_p}{1000 \cdot \eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_s} \quad (18.7.)$$

У пракси се сусрећу и друге врсте мотора (дизел или бензински), али то су изузеци, па се у овој књизи разматра само коришћење електромотора.

Каишни пренос, у принципу има велики степен корисности када су каиши добро прорачунати, материјал од којег се израђују одговарајући, а затегнутост каишева оптимална. У практичним прорачунима се узима да је степен корисног дејства каишног преноса 0,95 - 0,98. Степен корисног

дејства хидродинамичких спојница које се користе за регулацију броја обртаја пумпе зависи од степена редукције брзине обртања, а може се израчунати преко следећег обрасца (18.8.):

$$\eta_s = \frac{n_{pumpe}}{n_{ulaza}} \quad (18.8.)$$

Као што се види степен корисности се не добија из односа броја обртаја пумпе и електромотора зато што се, због оптимизације рада спојнице, редукције брзине обртања деиимично остварује и преко величине каишника. Само у случају када је пречник каишника електромотора једнак пречнику каишника пумпе тада је $n_{ulaza} = n_{motora}$.

Коефицијент повећања снаге електромотора зависи у првом реду од конзумне снаге пумпе. Што је конзумна снага мања то је коефицијент већи и обрнуто. Вриједности коефицијента - k које препоручује фабрика ФОД из Бора, дате су у табели 18.1- Прилог 18. Коришчењем вриједности датих у тој табели у пракси се добијају поуздани резултати.

Снага израчуната није још снага електромотора који је потребно набавити, Наиме, када је снага израчуната потребно је изабрати електромотор стандардне снаге. По правилу се узима први већи стандардни електромотор, Стандардне снаге, према ЈУС стандарду л препорукама међународне ИЕС комисије су дате у табели 18.2. и 18.3.-Прилог 18. У табели су дате главне и помоћне вриједности. При бирању треба користити величине дате у рубрици "главне вриједности", а само изузетно и величине из рубрике "помоћне вриједности". На овим просторима не могу се набавити сви стандардизовани електромотори, па се усталило да се димензионисање врши према каталозима произвођача електромотора. Електромотори снаге изнад 250 kW бирају се искључиво према каталозима произвођача.

Детаљније димензионисање електромотора није посао рудара ни технолога већ електроинжењера па се тај поступак даље не образлаже, Евидентно је да снага електромотора зависи од:

- квантитативно-квалитативних карактеристика хидромешавине и
- карактеристика система (пумпе, спојнице, електромотора и њихове међусобне повезаности).

Између снаге електромотора и квантитативно-квалитативних карактеристика хидромјешавине постоји директна зависност, док је зависност у односу на карактеристике система обрнуто пропорционална. Оваква ситуација омогућава да се припремом хидромејшавине (количина, густина) и оптимизацијом цјевоводне инсталације (напор) уштеди енергија. С обзиром да на потрошњу утичу и карактеристике система то не постоји и потпуна зависност (повећање густине за три пута не значи и толику уштеду енергије), Ово је посебно присутно када се због повећања густине и/или смањења протока мијења величина пумпе што доводи до измјене степена корисности пумпе, дијаграм на слици 18.1, па је уштеда енергије битно мања од смањења протока и/или повећања густине. Енергији треба посветити важност и пажњу и уштеда и оптимизација ради уштеде треба да се спроводи.

СПИСАК ОЗНАКА/ТРАКАСТИ ТРАНСПОРТЕРИ

Q_{hp}, Q_h -плански и прорачунски сатни капацитет, t/h;	V-укупна ширина траке, mm;
Q_g -годишњи капацитет, t/god.;	b-носећа ширина траке, mm;
$Q_{bmax}, Q_{teh}, Q_{sr}$ -капацитети багера, максимални, технички и средњи, t/h	h_1, h_g, h_d -дебљина траке, горњег и доњег омотача траке, mm;
V_h -запремински часовни капацитет, m ³ /h;	h_u -дебљина улошка, mm;
V_g -запремински годишњи капацитет, m ³ /god.;	γ_t, γ_g -специфична маса траке и гуменог омотача, kg/dm ³ ;
D_b, D_v - пречник бубња и пречник ваљака, m	Z- специфична маса улошка траке, kg/m ² ;
d- пречник осовине, m	z- број уложака у језгру траке,
h, h_1, h_2 - висина материјала, висина трапеца и слободно формирана висина материјала на транспортеру, m	U- број ужади у кар кас у траке од челичних ужади,
l_0, l_p - растојање између ваљака на оптерећеној и повратној страни транспортера, m	ž-број жица у траци са језгром од челичних ужади,
L и L_h - стварна и хоризонтална (редукована) дужина транспортера, m	σ_c, j, σ_T -напрезање на истезање и савијање траке, N/mm ²
H- висинска разлика између најниже и највише тачке транспортера, m	σ_k -напрезање на кидање материјала уложака, N/mm ширине улошка, односно N/cm ширине ужетне траке,
l_k, l_z - дужина пута кочења, односно заустављања транспортера, m	\check{C}_{kt} -чврстина на кидање челика за жице, N/mm ² ,
R- општа ознака за радијус, m	σ_{kt} -напрезање на кидање N/mm ширине траке
R_{kk} и R_{ki} -радијус конкавне, односно конвексне (испупчене) кривине транспортера, m	α -обухватни угао траке око бубња, °
Δl_h - дужина хода затезног уређаја, m	α_n и α_k -углови мировања и клизања траке око бубња, °
Q_t -сопствена маса траке, kg/m'	α_1 и α_2 -обухватни углови око првог и другог погонског бубња, °
q_k -корисна маса терета по m' транспортера, kg/m'	α_z -укупни обухватни угао око оба бубња, °
q-укупна маса материјала и траке, kg/m'	β -угао нагиба бочних ваљака са три ваљка у слогу, °
q_o и q_p -редуковане масе обртних делова ваљака оптерећене и повратне стране, kg/m'	β_1, β_2 -углови нагиба бочних ваљака са пет ваљака у слогу, °
q_ϵ -маса чланака са ланцима, kg/m'	λ -угао нагиба трасе транспортера, °
q_u и q_l -подужно оптерећење ужета и ланаца, kg/m'	ϕ, ϕ_k и ϕ_t -углови природног нагиба материјала при: мировању, кретању и прорачунски, °
q_{tb} -редукована маса обртних делова бубњева, kg/m'	ρ, ρ_k -углови унутрашњег трења материјала у стању мировања и кретања, °
q_{tm} и q_n -редукована маса покретних делова мотора и погона, kg/m'	τ -угао нагиба клизне стране утоварног левка, °
m_o и m_p -масе обртних делова ваљака на оптерећеној и повратној страни, kg/m'	δ -угао положаја тангенте на претоварном бубњу. °
m_u - укупна редукована маса ваљака, бубњева, траке и ископине, kg/m'	S-zatezna sila, uopšte, u vučnom organu, N
m_{pd} -укупна редукована маса свих покретних дијелова ваљака и бубњева. kg/m'	S_n, S_s -затезна сила у тачки наиласка, односно силаска са погонског бубња, N
W_o, W_p - отпори кретању траке на оптерећеној и повратној страни, N	S_{min} -минимална затезна сила у вучном органу на оптерећеној страни транспортера; N
W_{op} -укупни отпор кретању траке на оптерећеној и повратној страни, N	S_{smin} -минимална затезна сила у тачки силаска траке са бубња; N
W_u - отпор на мјесту утовара, динамички отпор, N	S_{kn} -номинално напрезање траке; N
W_{os}, W_{pr} -расподијељени отпори оптерећене и повратне стране на дионици n, N	S_{zmax} - максимална затезна сила у траци коју остварује инсталисана снага мотора и затезног уређаја, N
W_{max} - максимални отпор кретању траке, сума	S_{zu} - максимално затезање траке при убрзању; N

концентрисаних отпора, N	
ΣW_i - сумарни износ свих расподјелиених и концентрисаних отпора, N	S_0, S_x - затезна сила у почетној и било којој тачки на контури транспортера; N
$W_{рас}, W_{конс}$ -расподјелиени и концентрисани отпори, N	S_k - сила кидања вучног органа (траке, ланаца или ужади); N
$W_{со}$ - специфични отпор кретању траке преко ваљка услјед њихове укошености; N	$S_{дин}, S_r$ - динамичка и рачунска затезна сила или напрезање; N
P - укупна снага мотора; kW	S_{max}, S_{doz} - максимална и дозвољена затезна сила у вучном органу услјед дејства отпора кретању; N
P_1, P_2 -снага првог и другог погона; kW	S_{zp} - претпостављена почетна затезна сила у траци; N
P_i, P_r - инсталисана и прорачунска снага мотора; kW	S_{zmin} - минимална почетна затезна сила на дионици транспортера по америчким препорукама; N
P_m -укупна снага електромотора за савлађивање расподељених и концентрисаних отпора; kW	$S_{зрк}$ - коригована претпостављена просечна затезна сила у траци по америчким препорукама; N
P_c, P_c -снага за савлађивање отпора чишћења и центрирања траке, kW.	W_e - ефективна вучна сила; N
γ_n, γ_z - насипна и запреминска маса материјала, t/m^3 ;	W_1, W_2 - вучна сила првог и другог погонског бубња; N
G_0, G_p - маса ротирајућих дијелова ваљака на оптерећеној и повратној страни транспортера, kg	F_a - динамичка сила убрзања; N
G_b - маса покретних дијелова бубња; kg;	F_k - кочна сила; N
G_{sp} - укупна тежина свих покретних дијелова погона; N	F_{dk} - додатна кочна сила; N
G_u - сумарна тежина свих покретних дијелова транспортера и терета; N	F_b - вучна сила на бубњу коју развија погон; N
ΣG - укупна тежина свих покретних дијелова транспортера и материјала без тежине дијелова погона; N	F_1, F_2, F_r - затезне силе и резултантна сила на бубњу. N
m_b - маса бубња; kg;	K- коефицијент пропорционалности за капацитет;
Σm - сума маса свих покретних дијелова транспортера, укључивши дијелове погона и терета. kg;	K_r - коефицијент растреситости ископине
T_e, t_e - ефективно радно вријеме током године и смјене, h;	K_g - коефицијент гранулације;
t- вријеме транспортовања или кретања, s;	K_t - коефицијент резерве силе трења на погонском бубњу;
t- вријеме покретања, односно убрзања, s;	K_k - корекциони коефицијент капацитета за одређивање прорачунског часовног капацитета транспортера
t_u - вријеме успоравања, односно заустављања, s,	η - коефицијент корисног дејства преносног механизма;
J-момент инерције, kgm^2 ;	K_n - коефицијент неравномјерности;
GD^2 -замајни момент, kgm^2 ;	K_1, K_2, K_3 -коефицијенти за прорачун отпора ротирању бубњева;
$(GD^2)_{pd}$ -замајни момент свих покретних дијелова транспортера;	K_s коефицијент сигурности на кидање вучног ланца;
J_{rm} -момент инерције редуктора мотора; kgm^2 ;	f - коефицијент спољашњег трења;
M, M_f, M_t -општа ознака за момент, момент савијања и торзије. Nm;	μ - коефицијент трења између траке и бубња, односно спољашњег трења;
M_b -момент силе на погонском вратилу, Nm;	w - укупни коефицијент отпора кретању траке преко ваљака;
M_1, M_2 -обртни момент првог и другог електромотора, Nm;	w_o, w_o - коефицијенти отпора кретању траке на оптерећеној и повратној страни транспортера;
M_{st}, M_{din} -статички и динамички момент електромотора Nm;	ψ - коефицијент пропорционалности за укупну површину профила;
M_{sr} -сумарни обртни момент; Nm	k - коефицијент смањења капацитета транспортера

	због нагиба трасе;
M_k -кочни момент. Nm	w - коефицијент отпора окретању ваљака због савијања траке и ваљања терета;
A_{max} a_s -максимална и средња величина комада терета, mm;	w_k - коригована величина w на основу претпостављене почетне затезне силе у траци S_{zp} ;
g -убрзање Земљине теже, m/s^2 ;	w_p - коригована величина w' на повратној страни транспортера на основу кориговане почетне затезне силе S_{zpk}
a , u -убрзање односно успорење, m/s^2 ;	C_r - коефицијент резервне снаге електромотора због необухваћених отпора;
v -брзина кретања траке, m/s ;	C_p - коефицијент пропорционалности за снагу мотора;
A -површина попречног пресека материјала на транспортеру, m^2 ;	C_t - коефицијент корекције отпора ротирању ваљака усред температурних разлика;
e -основа природног логаритма;	C_o -коефицијент односа наилазне и силазне затезне силе при вучном режиму, и обрнуто при кочном режиму, или вучни фактор;
f_{doz} , f_{max} - дозвољени и максимални угиб траке између ваљака, %;	C_1 - коефицијент пропорционалности вучне силе у функцији наилазне затезне силе;
E - модул уздужне еластичности траке;	C_2 - дозвољени коефицијент пропорционалности вучне силе, у функцији наилазне затезне силе, уз сигурно спречавање проклизавања траке;
E_0 - модул еластичности материјла уложака, daN/cm širine;	C_s - коефицијент пропорционалности силазне затезне силе при вучном, односно наилазне при кочном режиму, или фактор вуче;
E_k - кинетичка енергија;	C_n - коефицијент пропорционалности наилазне затезне силе при вучном, односно силазне затезне силе при кочном режиму;
P_{sp} , P_s - специфични и средњи притисак траке по омотачу бубња,	C_{w1} , C_{w2} - фактори вуче за први и други погонски бубањ;
i - преносни однос	C_{dw} -фактор вуче за двобубањски погон;
n_{on} - номинални број обртаја мотора, o/min	C_{dr} - коефицијент двојне расподеле;
ω , ω_r , ω_b - угаона брзина, угаоно убрзање ротора мотора и бубња;	C_{rw} , C_{rp} - коефицијент расподеле вучне силе и снаге мотора;
n - уопштена ознака за број јединица, комада ...	C_r , C_{r1} , C_{r2} - коефицијент расподеле снаге између погона;
S_1 , S_2 - клизање мотора;	c , c_1 , c_1 - коефицијент крутости мотора;

СПИСАК ОЗНАКА/ХИДРАУЛИЧКИ ТРАНСПОРТ

A - површина попречног пресека, m^2	$d_{i,i}$ - величина отвора наредног сита у серији, mm g - гравитација, m/s^2	v^* - брзина транспорта, m/s
C_m - масена концентрација чврсте фазе у хидромјешавини, %	p - притисак, Pa (у обрасцу 3.3)	λ - коефицијент трења,
C_v - запреминска концентрација чврсте фазе у хидромјешавини, %	v - брзина транспорта, m/s	T - напон смицања, kN/m^2
\bar{C} - чврста фаза, %	v_s - брзина таложења, m/s	τ_0 - почетни напон смицања, kN/m^2
D - пречник цјевовода, m	V_{ss} - коригована брзина таложења, m/s	F - Froude-ов број
E - модул еластичности, Pa	V_{sss} - средња коригована брзина таложења, m/s	F_i - модификовани Froude-ов број,
F - сила, N/m^2	γ - густина чврсте фазе, kg/m^3	M_i - маса минералне сировине у и-тој класи крупноће, %
G_0 - сила Земљине теже, N/m^2	γ_p - густина хидромешавине, kg/m^3	Q - количина чврсте фазе, t/h
$K_{1, 2 n}$ - коефицијент	γ_0 - густина течне фазе, kg/m^3	R_{kr} - критични проток кроз цевовод, m^3/h
P_o - сила отпора средине, N/m^2	ψ - коефицијент отпора,	C - коефицијент у обрасцу Hazen-Williamsa,
G - количина минералне сировине, t/h	μ - динамички вискозитет, Pa s	C_v - запреминска концентрација, kg/m^3
M_i - маса минералне сировине у и-тој класи крупноће, %	μ_{rel} - релативни вискозитет, Pa s	C_{vk} - запреминска концентрација крупнијих зрна, %
P - количина хидромјешавине, m^3/h	μ_{red} - редуковани вискозитет, Pa s	C_{vs} - запреминска концентрација ситнијих честица, %
Re - Reynolds-ов број,	μ_{sp} - Нсп- специфични вискозитет, Pa s	C_{ms} - масена концентрација ситнијих честица, %
T - течна фаза, %	μ_o - вискозитет растварача, Pa s	K_D - константа у обрасцу Durand-a,
- количина воде, m^3/h	ν - кинематички вискозитет, Pa s	L - дужина цевовода, m
- запремина, m^3	T - напон смицања, kN/m^3	R - хидраулички радијус, m
d - пречник зрна, mm	K - коефицијент,	h - енергетски губици, m
d_{sr} - средњи пречник зрна, mm	g - убрзање Земљине теже, m/s^2	h_{lok} - локални губици, m
d_i - величина отвора л-тог сита у серији, mm	n - коефицијент,	h_{lin} - линијски губици, m
I_p - допунски хидраулички пад притиска усљед транспорта хидромјешавине, m/m	ϕ - допунски хидраулички пад, m/m	H_p - напор пумпе при транспорту хидромешавине, m
i - пад притисак при транспорту воде, m/m	γ_{tf} - густина тешке средине, kg/m^3	K - корекциони фактор,
k - коефицијент у обрасцу Kutter-a	λ - коефицијент трења,	k - корекциони фактор
k - апсолутна рапавост цеви	ψ - коефицијент отпора,	Y_{uoda} - напор пумпе при транспорту воде, J/kg
n - Манингов коефицијент, $m^{1/3} s$	x - количина угља ситнија од 0,150 mm, %	Y_{hm} - напор пумпе при транспорту хидромешавине, J/kg
n - релативна рапавост цеви	ξ - коефицијент локалног отпора..	d_g - гранични пречник зрна, mm
v - брзина транспорта, m/s	E - струјна енергија флуида, J/kg	H_{iz} - губитак енергије на истицању из резервоара у пумпу, m
v_{kr} - критична брзина транспорта, m/s	H - напор пумпе при транспорту воде, m	H_{lin} - линијски губици енергије на усисном воду, m

v_s - brzina taloženja, m/s	HR - корекција напора при транспорту хидромјешавине	H_s - хидростатички притисак на усисном воду, m
v_{ss} - коригована брзина таложења, m/s	P_a - атмосферски притисак, m	H_{fc} - збир губитака на усисном воду, m
P - количина хидромјешавине, m ³ /s	N - снага електромотора, kW	H_v - притисак испаравања, m
Y - напор, J/kg	N_e - ефективна снага пумпе, Kw	$NPSH_a$ - расположива усисна енергија, m
$n_{pumpе}$ - број обртаја пумпе, min ⁻¹	N_k - конзумна снага пумпе, kW	η_k - степен корисности каишног преноса,
n_{ulaza} - број обртаја на улазу у спојницу, min ⁻¹	η_h - хидраулички степен корисности пумпе,	η_m - механички степен корисности пумпе,
η_v - запремински степен корисности пумпе	η_s - степен корисности спојнице,	η_p - укупни степен корисности пумпе,

ЛИТЕРАТУРА//ТРАКАСТИ ТРАНСПОРТЕРИ

- 1) Боровић Р. : Транспортне траке, друго издање монографије, Београд, 1987
Brochure : REMA TIP TOP CONVEYOR BELTS - DUNLOP BELTING PRODUCTS LTD 582 0611
III.13 Printed in Germany , <https://www.rema-tiptop.com/products/materialprocessing/conveying-solutions/>
- 3) В. С. Paul Note: *Presentation on theme: "Parts and Functions of a Conveyor System* ,2012
- 4) <https://slideplayer.com/slide/3570812/>
- 5) L. Giraud, S. Massé, J Dubé, L Schreiber, A Turcot: *A User's Guide to Conveyor Belt Safety, Protection from Danger Zones-* Bibliothèque nationale du Québec, 2003,
<http://www.wspss.ca/WSPS/media/Site/Resources/Downloads/User-Guide-to-Conveyor-Belt-Safety.pdf>
- 6) К. Р. Shah : *Construction and Maintenance of Belt Conveyors for Coal and Bulk Material Handling Plants* ,
www.practicalmaintenance.net, (Edition: April 2018)
- 7) М. А. Alspaugh : *Latest Developments in Belt Conveyor Technology*, MINExpo 2004,
<http://citeseerx.istpsu.edu/viewdoc/download>
- 8) Flexiveyor™ BROSHURE, *Prairie Machine & Parts Mfg. Partnership*, Saskatoon, SK S7K 5Y5 Canada,
pmparts.com
- 9) Milorad Vidovic: *Mehanizacije pretovara I, Trakasti Transporter*. https://nastava.sf.bg.ac.rs/pluginfile.php/mod_resource/content/Predavanja_kontinualna_sredstva/pdf
- 10) P. KlugeI; D. LimpitlawI; W. Swanepoel: „ *Ore transport system selection for the Sintoukola potash project in the Republic of Congo*“ , Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy
- 11) On-line version ISSN 2411-9717, Johannesburg , 2017
- 12) Боровић Р.: *Прорачуни транспортних средстава*, помоћни универзитетски уџбеник – друго издање - Рударско-геолошког факултет Београд, 1987
- 13) Боровић Р.: *Транспортни уређаји у припреми минералних сировина*, универзитетски уџбеник, Рударско-геолошког факултет Београд. 1985.
- 14) Боровић Р : *Аутоматско мерење протока маса на транспортерима, њихово димензионисање и управљање радом багера*, Зборник радова пољско-југословенског саветовања по теми
- 15) Управљање системима и процесима у површинској експлоатацији, (страна 89 - 98), 1992
- 16) Боровић Р : *Избор тракастих транспортера у функцији капацитета багера*, Зборник радова бугарско-југословенског саветовања ,BU - YU - SIM, Софија, 1997
- 17) Боровић Р., Колоња Б: *Компарација протокомера маса на транспортерима и оправданост њихове Примене*, међународна научна конференција о површинској експлоатацији - Зборник радова, (страна 22 - 31), Београд, 1996.
- 18) Conveyor belting TRELLEBORG N°[I] 98,77,02
- 19) DIN - 22 101 i 22 102
- 20) ДЈАКОВ В. А. *Транспортније машини и комплекси откривних разработок*, "Њедра", Москва, 1986
- 21) ФАДЕЈЕВ Б В *Конвејераниј транспорт на рудних карјерах*, "Њедра", Москва, 1972
- 22) LARY J.K, IETER W.B . *Scanning Steel Cord Conveyor belts With the "Belt CAT* „MDR Sistem, Bulk Solds Handling, 437 441, 1996.
- 23) МАТОВ А Л. *Монтаж, експлоатација и ремонт лентоћних конвејеров*, "Њедра", Москва, 1969
- 24) ЈОХАНС Б *Неке идеје за побољшање прорачуна транспортних уређаја са бесконачном траком* "Рударско-меиалушки зборник", број 2 - 3 , Љубљана, 1971
- 25) МОРОВИЦ Н *Untersuchung der Walzagrabdichtungen von Tragrollen*, doktorska disertacija, Bergakademie freiberg, 1976,
- 26) SPIVAKOVSKU A. O i DJAKOV V.K: *Transportirujuščije mašini*, "Mašinostrojentjc", Moskva. 1986
- 27) STOJANOVIĆ D. *Tehno-ekonomski pristup dimenzionisanju transporterа po kapacitetu u spregnutom radu sa rotornim bagerom*. Zbornik radova savetovanja o transportu u rudnicima, RGF Beograd, 1990
- 28) ВАСИЉЕВ М. В. и ЈАКОВУЕВ В. Ј.: *Транспортноје и вспомогатељноје оборудовањије на карјерах*, "Њедра", Москва, 1976
- 29) <https://instrumentationforum.com/t/belt-conveyor-principle/3710>
- 30) <https://instrumentationtools.com/conveyor/>
- 31) <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.403.5996&rep=rep1&type=pdf>
- 32) <https://www.powermag.com/flow-control-chutes-reduce-fugitive-coal-dust/>
- 33) <http://vulctech.se/wordpress/wp-content/uploads/2014/12/Rema-tip-top-conveyor-belts.pdf>
- 34) <http://vulctech.se/wordpress/wp-content/uploads/2014/12/Rema-tip-top-conveyor-belts.pdf>
- 35) <https://www.benetechglobal.com/conveyor-belt-load-zone-support-systems/>
- 36) <https://www.ckit.co.za/secure/conveyor/papers/bionic-research-1/h-bri1-paper07.htm>
- 37) <http://mehanizacija.ftn.uns.ac.rs/wp-content/uploads/2015/10/Skripta-ZNR-Neprekidni-transport.pdf>
- 38) <http://mehanizacija.ftn.uns.ac.rs/wp-content/uploads/2015/10/Skripta-TRANSPORTERI1.pdf>
- 39) https://www.magaldi.com/upload/default/SUPERBELT_Technology.pdf
- 40) <http://www.wmndt.cc/belt>
- 41) <http://www.pmparts.com>
- 42) <http://www.cari.com.cn/CariWeb>.

LITERATURA/HIDRAULIČKI TRANSPORT

- 1) Knežević D, Kolonja B., Stanković R (1996), Hidraulički transport mineralnih sirovina, Monografija, RGF Beograd
- 2) Jacobs B.E.A : Design of slurry transport systems/1.Slurry.Hydraulic transport in pipelines, Elsevier science publisher ltd ,1991/2003, ISBN 0/203/21591/5 Master e/book
- 3) Alan Gregory Bain, S. T. Bonnington: The hydraulic transport of solids by pipeline,
- 4) Pergamon Press, 1970, 251 pages, Books on Google Play
- 5) Rui Silva 1, Fernando A. P. Garcia 1, Pedro M. G. M. Faia 2 and Maria G. Rasteiro:
- 6) Settling Suspensions Flow Modelling: A Review , Article (PDF Available) in Powder and particle , 2015, DOI: 10.14356/kona.2015009, <https://www.researchgate.net/publication/276831567>
- 7) Jason Schaan, Clifton A. Shook: Anomalous friction in slurry flows, Article : The Canadian Journal of Chemical Engineering , 2000, DOI: [10.1002/cjce.5450780415](https://doi.org/10.1002/cjce.5450780415)
- 8) <https://www.researchgate.net/publication/230339651> Anomalous friction in slurry flows
- 9) K. C. Wilson, G. R. Addie, A. Sellgren, R. Clift: Centrifugal Pumps: Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Springer; 3rd edition (March 28, 2008), ISBN-10: 0387232621 : ISBN-13: 978-0387232621 <https://link.springer.com/book/10.1007/b101079>
- 10) Knežević D., Kolonja B., (1994), Long distance slurry pipeline systems, Zbornik radova Rudarsko-geološkog fakulteta, Beograd, pp. 95-103
- 11) Herriot D., (1985), Developments in solid/liquid separation, International Mining.
- 12) Taimage W.P., Fitch E.B., (1955) Determining Thickener Unit Areas, Industrial and Engineering Chemistry.
- 13) Šašić M.L., (1990), Transport fluida i čvrstih materijala cevima, Naučna knjiga, Beograd
- 14) Palarski, J., (1985), Hydro-transport, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa
- 15) Vuković M., Soro A., (1985) Osnovi hidraulike, Rudarsko-geološki fakultet, Beograd
- 16) Agroskin I.I. et al., (1973), Hidraulika, prevod, Tehnička knjiga, Zagreb
- 17) Wasp J.E. et al. (1977), Solid-liquid flow - slurry pipeline transportation, Trans Tech Publication, Clausthal
- 18) Smoldjirev A.E., Satanov J.K., (1989), Truboprovodnj transport, Mašino-stroenie, Moskva
- 19) Životovskij L.S., Smojlovskaja L.A., (1986), Tehničkaskaja mehanika gidromesej ic gruntovi nasosi, Mašinostroenie, Moskva
- 20) Milier J.E., Miller J.D., (1993), The Miller Number - a review, Zbornik radova 12[^] inter, Conf. On Slurry Handling and Pipeline Transport Hydrotransport 12, Brugge, pp. 175 -190
- 21) Huggett P.G., Walker C.I., (1988), Development of a wear test to simulate slurry erosion, Zbornik radova 11 Inter. Conf. On Slurry Handling and Pipeline Transport Hydrotransport 12, Stratford upon Avon, pp. 495 - 506
- 22) Walker C.I., Bodkin G.C., (1993), Erosive wear characteristics of various materials, Zbornik radova 12th Inter. Conf. On Slurry Handling and Pipeline Transport Hydrotransport 12, Brugge, pp. 191 - 210
- 23) Knežević D., et al. (1994), Inkrustacija cevovoda pri hidrauličkom transportu pepela, Procesna tehnika, br. 3-4, Beograd, pp. 15 -18
- 24) Aude T.,C, Thompson T.L., (1985), Slurry pipelines, poglavlje u knjizi Materials handling handbook, John Wiley & Sons, inc., pp. 1177-1195
- 25) Sellgren A., Addie G., (1995), Pump solids effects when handling non-setting slurries, Publ.. Univ, of Miskolc, Series A., Mining, Vol. 50., pp. 25-34.
- 26) Marković Z. et al., (1995), Uticaj sitnih klasa kvarcnog peska na reološke karakteristike teške sredine, Zbornik radova XV jugoslovenskog simpoziju-ma o PMS, Smederevo
- 27) Knežević D. et al., (1993), Hidraulički transport samlevene rude bakra na rudniku Cerovo-cementacija, Zbornik radova II Međunarodnog simpozijuma o transportu i izvozu u rudarstvu, Beograd
- 28) Knežević D., (1995), Proučavanje vezivnih osobina pepela kosovskih lignita radi definisanja tehnologije uskladištenja, doktorska disertacija, Rudarskogeološki fakultet, Beograd
- 29) Šašić M., (1991), Hidromehanika mešavina fluida i čvrstih čestica (IV), Hidraulički transport, Procesna tehnika 4/91, Beograd, pp.7-13
- 30) McElvain R.E., Cave L, (1972), Transport of tailings, poglavlje u knjizi Tailing Disposal Today, Miller Freeman Publications, San Francisco
- 31) Bruk S. (1967), Hidraulika, Rudarsko-geološki fakultet, Beograd, (skripta)
- 32) Bain A.G., Bonnington S.T., (1970), The Hydraulic Transport of Solids by Pipeline, Pergamon Press, Oxford, New York, Toronto, Sydney, Braunschweig
- 33) Evdokimov P.D., Sazonov G.T., (1978), Proektirovanie i eksploatacia hvo-stovih hozjaistv obogatiteljnih fabrik, Nedra, Moskva
- 34) Slurry Transportation Handbook, Warman
- 35) Šašić M., Marjanović P., (1978), On the methods for calculation of hydraulic transport and their reliability in practice, Zbornik radova 5th int. Conf. On the Hydraulic transport of solids in pipes, Hannover, pp. A5-61-76
- 36) Ivetić V.M., (1996), Računska hidraulika - tečenje u cevima, Građevinski fakultet, Beograd
- 37) Cvetković P., (1990), Mehanika fluida, Saobraćajni fakultet, Beograd

- 38) Faddick R.R., (1982), Ship loading coarse-coal slurries, Zbornik radova 8th Int. Conf. on the Hydraulic Transport of Solids in Pipes, Johannesburg, pp.. 37-48
- 39) Meggyes T., (1976), Investigations into the characteristics of solid-liquid mixture flowing in pipelines, Geodaet, geophys. Et Montanist. Acad. Sci. Hung., Tomus 11 (1-2), pp. 77-110
- 40) Meggyes T., (1976), Investigations into the characteristics of solid-liquid mixture flowing in pipelines, Geodaet, geophys. Et Montanist. Acad. Sci. Hung., Tomus 11 (1-2), pp. 77-110
- 41) Komercijalni prospekti fabrike "FOD", Bor
- 42) Komercijalni prospekti proizvođača pumpi i elektromotora
- 43) www.weirminerals.com
- 44) www.Linatex.com
- 45) HOMA Pumpenfabrik GmbH, <https://www.hennlich.rs/proizvodi/pumpe-potopljene-muljne-i-drenazne-pumpe-412.html>
- 46) <https://www.metso.com/products/slurry-pumps/>
- 47) https://w3.siemens.com/drives/global/en/motor/low-voltage-motor/efficiency_standards/pages/line-motors.aspx
- 48) <http://impeler.rs/proizvodi/>

ПРИЛОЗИ ЗА ТРАКАСТЕ ТРАНСПОРТЕРЕ

ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 1:

Табела 1.1. Запреминска маса и коефицијент растреситости (Р.Боровић 1997)

Врсте стена	Запреминска маса	Коефицијент растреситости
Песак, мекана, влажна и растресита песковита глина без уметака	1,2 - 1,5	1,05 - 1,16
Песковита глина без уметака, ситнозрни и средњи шљунак, мекана влажна или растресита глина	1,4 - 1,9	1,14 - 1,26
Песковита глина чвршћа.глина средња, чвршћа, влажна или растресена	1,6 - 2,0	1,24 - 1,30
Песковита глина чвршћа са Шљунком, глина чврста и врло чврста влажна, мекани угаиј, слабо цементран конгломерат	1,9 - 2,2	.1,28 - 1,37
Лапорци мекши, глина чврста сува, лес, креда, гипс, угаиј, врло мекан пешчар, мекани конгломерати, добро минирана откривка (комади од 0,3 - 0,4 ширине кашике)	2,1 - 2,5	1,35 - 1,42
Мекани кречњак, креда, лапорац и гипс средње чврстоће, чвршћи угаљ, врло чврст угаљ	2,3 - 2,6 1,2 - 1,5	1.40 - 1.45
Чврсти лапорац, креда и гипс, кречњак средње чврстоће, мекани пешчар, смрзло тло	2,3 - 2,8	1,42 - 1.48

Табела 1а Запреминска маса и коефицијент растреситости (К. Р. Shah, 2018)

Material Characteristics and Codes as per IS 8730:1997				
Material	Average Bulk Density, kg/m ³	Angle of Repose, Degrees	Recommended Maximum Inclination, Degrees*	Material Code
Alumina	800-1040	22	10-12	B27M
Ashes, fly	640-720	42	20-25	A58
Bauxite, mine run	1280-1440	31	17	B38
Cement, Portland	1500	39	20-23	A27M
Cement, Clinker	1200-1520	30-40	18-20	D38
Clay, dry, lumpy	960-1200	35	18-20	D37
Coal, anthracite, sized	960	27	16	C27
Coal, bituminous, mined, classified	960	35	16	D36QT
Copper ore	1920-2400	-	18-20	D28
Earth as excavated dry	1120-1280	35	20	B37
Iron ore	1600-3200	35	18-20	D37
Iron ore, crushed	2160-2400	-	20-22	C27
Iron ore, pellets	2500-2880	20	12	D28 & D28Z
Lignite, air dried	720-880	-	-	D26
Lignite, raw, heavy	900-960	38	22	D37T
Limestone	1360-1440	30-45	-	-
Limestone, crushed	1360-1440	38	20	A26M
Limestone, dust	1360-1520	38-45	18	A57M
Rock, crushed	2000-2320	-	-	D27
Salt, common dry, coarse	720-800	30-45	18-22	C27TU
Salt, common dry, fine	1120-1280	25	11	D27TUW
Sand, bank, dry	1440-1760	35	16-18	C37
Sand, foundry, prepared	1440	39	22	D38
Sand, foundry, shakeout	1440	39	22	D38
Sand, silica, dry	1440-1600	30-35	10-15	B28
Sulphur, crushed	880-960	30-45	16	C36MS
Sulphur, powdered	880-960	30-45	21	B36MW
Urea, prills	700	23-27	13	C26SU

* The angle of inclination is for conventional belt conveyors which allow free rollback of material.

Табела 12. Основне карактеристике расутих материјала (Р Боровић, 1997)

Врста терета	Степен абразивности	Насипна запреминска маса	Угао природног нагиба	Спољашњи коефицијент трења f при мировању	
				по чељуку	по гуми
1	2	3	4	6	
Антрацит, суви, фини	С	0,80 - 0,95	30 - 45	0,84	-
Агломерат руде гвожђа	D	1,7 - 2,0	30 - 45	0,84 - 1	-
Концентрат апатита, сув	D	1,3 - 1,7	30 - 40	0,58	0,63
Ситнокомадасти гипс	B	1,2 - 1,4	30 - 45	0,78	0,82
Глина, сува, ситнокомадаста.	D	1,0 - 1,5	30 - 45	0,75	-
Земља (јаловина), сува	С	1,2	30 - 45	0,80	-
Кречњак, ситнокомадаст.	B	1,2 - 1,5	30 - 45	0,56	-
Камен, ломљен, сув (туцаник)	D	1,6 - 2,0	30 - 45	0,74	0,60
Кокс, средњекомадаст	D	0,48 - 0,53	30 - 50	1,0	-
Песак, сув	С	1,40 - 1,65	30 - 35	0,8	0,56
Шљунак, округли	B	1,5 - 1,90	30 - 45	1	-
Руда гвожђа, ситна и средњекомадаста	D	2.1 - 3.5	30 - 50	1,2	-
Тресет, сувокомадаст	A	0,33 - 0,50	32 - 45	0,6	-
Камени угаљ, рован, у ковадима	B	0,65 - 0,80	30 - 45	0,45 ~ 0,8	0,60
Цемент, сув	С	1,0 - 1,30	30 - 40	0,65	0,64
Креч, ситнокомадаст и сув	A	0,95 - 1,20	30 - 40	0,6 - 0,8	-
Мрки угаљ	B	0,65 - 0,78	30 - 50	1,0	0,70
Шљака од каменог угља	С	0,6 - 0,9	30 - 50	1,0	0,66
Камена со	-	1,0 - 2,2	30 - 50	0,7 - 1,19	.

Таблица 1.3. Величине насипне запреминске масе и угла нагиба (Р.Боровић 1997)

Врста материјала	Насипна запреминска маса у t/m^3	Највећи дозв. угао наг. транспортера у $^{\circ}$	Угао нагиба матер. при кретању у $^{\circ}$
Јаловина	1,6 - 1,7	17	15
Пепуо	0,9	18	15
Лигнит, суви	0,45 - 0,55	15 - 17	15
Лигнит, ровни	0,7 - 0,8	18 - 20	15 - 20
Руде гвожђа	2,6 - 2,2	18 - 20	15
Земља, влажна	1,7 - 2,2	18 - 20	15 - 20
Земља, сува	1,4 - 1,6	15 - 18	15
Кречњак	1,2 - 1,6	15 - 18	15
Шљунак, сув	1,5 - 1,6	15 - 18	15
Шљунак, мокар, пран	1,8 - 1,9	15 - 18	18
Иловача, мокра	2,0 - 2,1	18 - 20	15 - 18
Иловача са мало влаге	1,8	18 - 20	15 - 18
Пјесак, сув	1,4 - 1,6	12 - 15	15
Песак, мокар	1,8 - 2,1	12 - 15	15
Песак, сепариран	1,3 - 1,5	15 - 18	15 - 18
Камени угаљ	0,8 - 0,9	18 - 20	18
Глина	1,8 - 2,0	15 - 18	15

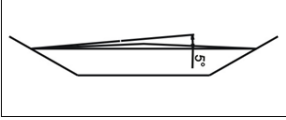
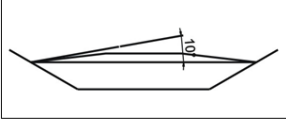
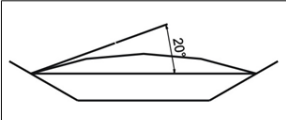
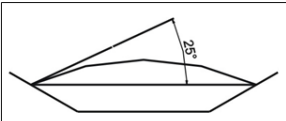
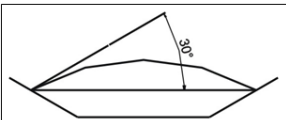
Табела. 1.4. Класификација материјала према φ_r

Степен покретљивости терета	Карактеристика материјала са карактеристичним представнитима	Углови нагиба γ° :	
		у мировању	рачунски
Лако покретљив	Јединствен облик честица: ситне округле, сочивасте углачане честице: песак, цемент, ситни влажн шљунак, земља, уситњена јаловина и сл.	20 - 35	15
Средње покретљив	Честице различитог облика: све врсте угљева ситнокомадаста откривка. крупни шљунак, глина дробина, и сл.	35 - 45	20
Тешко покретљив	Најраспрострањенији крупнокомадасти материјали већина руда, разне врсте стена, сива глина и сл.	45 - 55	25

Таблица 1.5. Карактеристике расутих терета

Назив материјала	Насипна запреминска маса	Угао нагиба γ°			Максимал. нагиб транспортера γ_0
		φ	φ_k	φ_r	
Камени упал, равни, сув	0,8 - 0,85	30 - 40	15 - 20	20	18
Руда: лимонита	2,1	30 - 50	30	25	18
хематита	2,0 - 2,8	45	23	20	18
магнетита	2,5 - 3,5	45	23	20	18
Стене откривке	1,6 - 1,7	45	23	20	17
Песак: сув	1,4 - 1,65	45	23	20	16
влажан	1,6 - 1,7	50	25	25	21 - 26
Камен: бруптиокомадаст	1,8 - 2,2	45	23	20	20
средњекомадаст и ситан	1,3 - 1,5	40	20	20	18
Креч: крупно и средњекомадаст	1,65	40 - 50	20 - 25	25	16 - 18
прашинаст, сув	0,45 - 0,6	30 - 40	15 - 20	20	-
Кречњак крупно и средњекомадаст	1,5 - 2,2	40	20	20	18
Доломит, непржен, сув	1,7 - 1,9	40	20	20	-
Шљунак: равни, сув	1,6 - 1,7	45	23	20	18
сортиран, сув	1,5 - 1,8	48	25	25	18
Глина: мокра	1,9 - 2,0	45	20 - 25	25	18 - 26
ситнокомадаста, сува	0,7 - 1,5	50	25	25	22
Гипс: крупно и средње ком	1,4 - 1,6	30	15	15	-
сув, ситнокомадаст,	1,2 - 1,4	40	20	20	-
прашинаст	0,8 - 1,0	40	20	20	-
Облутак, округли, сув	1,5 - 1,8	30	15	15	10
Концентрат апатка, сув	1,5 - 1,7	30 - 45	15 - 2	20	18 - 22
Агиомерат руде гвожђа	1,5 - 2,0	45	23	20	18
Цемент, сув	1,0 - 1,6	40	20	20	20 - 22

Табела 1.6. Покретљивост појединих врста материјала односно углови у стању мировања и кретања

	Mali, zaobljeni komadi, ujednačene veličine i glatke površine; veoma suvi ili veoma mokri. Materijali kao što su cement, vlažni beton, itd. Veoma pokretljivi . Ugao nagiba: u mirovanju: 15-19°, u kretanju: 5°
	Nesferični zaobljeni, suvi komadi glatke površine. Pokretljivi . Ugao nagiba: u mirovanju: 20-29°, u kretanju: 10-12°
	Zrnast ili komadast materijalnepravilnog oblika i površine. Ugalj, glina, rude, kamen. Srednje pokretljivi . Ugao nagiba: u mirovanju: 30-36°, u kretanju: 20°
	Zrnast ili komadast materijalnepravilnog oblika i površine, velikog uglja unutrašnjeg trenja. Ugalj, neke rude, kamen. Srednje pokretljivi . Ugao nagiba: u mirovanju: 37-41°, u kretanju: 25°
	Nepравilan, vlaknast ili isprepletен materijal. Slabo pokretljivi . Ugao nagiba: u mirovanju: преко 42°, u kretanju: 30°

Табела 1.6а Класификација материјала према крупноћи, покретљивости, абразивности и другим карактеристикама (K. P. Shah, 2018)

Material Classification and Code System as per ANSI / CEMA - 550 - 2003 - R2015		
Major Class	Material Characteristic Included	Code Designation
Density	Bulk Density, Loose	Actual Lbs/Cu Ft
Size	Very Fine - No. 200 Sieve (.0029") And Under	A200
	Very Fine - No. 100 Sieve (.0059") And Under	A100
	Very Fine - No. 40 Sieve (.016") And Under	A40
	Fine - No. 6 Sieve (.132") And Under	B6
	Granular - 1/2" And Under	C 1/2
	Granular - 3" And Under	D3
	Granular - 7" And Under	D7
	Lumpy - 16" And Under	D16
	Lumpy - Over 16" To Be Specified, X=Actual Maximum Size	Dx
Flowability	Irregular - Stringy, Fibrous, Cylindrical, Slabs, Etc.	E
	Very Free Flowing - Flow Function >10	1
	Free Flowing - Flow Function >4 But <10	2
	Average Flowing - Flow Function >2 But <4	3
	Sluggish - Flow Function < 2	4
Abrasive	Mildly Abrasive - Index 1 - 17	5
	Moderately Abrasive - Index 18 - 67	6
	Extremely Abrasive - Index 68 - 416	7
Miscellaneous Properties or Hazards (More than one may apply)	Builds Up and Hardens	F
	Generates Static Electricity	G
	Decomposes - Deteriorates in Storage	H
	Flammability	J
	Becomes Plastic or Tends to Soften	K
	Very Dusty	L
	Aerates and Becomes Fluid	M
	Contains Explosive Dust	N
	Stickiness-Adhesion	O
	Contaminable, Affecting Use	P
	Degradable, Affecting Use	Q
	Gives Off Harmful or Toxic Gas or Fumes	R
		Highly Corrosive
Mildly Corrosive		T
Hygroscopic		U
Interlocks, Mats or Agglomerates		V
Oils Present (May Affect Rubber)		W
Packs under Pressure		X
Very Light and Fluffy - May be Wind Swept		Y
Elevated Temperature		Z

Табела 1.6. б. Врсте и крупноћа материјала вриједности средњег пречника зрна

Крупноћа		d, mm	Типичан материјал
Крупнокомадасти	веома крупни	320+400	Минирани камен, руда после примарног дробљења
Комадасти	крупни	160+320	Руде метала, руда после примарног дробљења
	средње крупни	60+160	Камени угаљ, руда после секундарног дробљења
	ситни комади	10+60	Туцаник, руда после терцијалног дробљења
Зрнасти	крупнозрнасти	2+10	Шљунак-ситни, руда самлевена у млину са шипкама
	ситнозрнасти	0,5+2	Песак-крупни, самлевена руда
Прашкасти	прашкасти	0,05+0,5	Песак-ситни, самлевена руда
	прах	≤0,05	Цемент, самлевена руда

Табела 1.7. Густина неких минералних сировина (Колоња, Кнежевић, 1996)

Сировина	Порекло	Густина, kg/m ³
Пепео и шљака	ТЕ Н.Тесла-А, Обреновац	1960-2200
Пепео	ТЕ Косово, Обилић	2200 - 2500
Пепео	ТЕ Гацко, Гацко	2800 - 3000
Угаљ - лигнит	Колубара, Лазаревац	1200-1300
Угаљ - лигнит	Косово, Обилић	1300-1400
Угаљ - мрки	Боговина, Боговина	1500-1600
Угаљ - камени	Ибар, Баљевац на Ибру	1700-1800
Руда олова и цинка	Рудница, Рашка	2800 - 2950
Руда олова и цинка	Рудник, Рудник	3000-3150
Концентрат олова	Рудник, Рудник	6200 - 6600
Руда бакра	Велики Кривељ, Бор	2560 - 2870
Руда бакра	Церово, Бор	2600 - 2800
Концентрат бакра	Велики Кривељ, Бор	3800 - 4200
Кварцни песак	Чучуге, Уб	2650 - 2700

Табела 1.8. Хемијски састав неких минералних сировина

Компонента, %	Рудник			
	Мајданпек	Велики Кривељ	Саса-Сребреница	Трепча
SiO ₂	63,24	60,83	50,11	59,80
Al ₂ O ₃	14,15	12,77	12,61	8,45
Fe _a O ₃	3,83	5,80	19,45	
CaO	3,71	2,72	0,71	6,71
MgO	0,86	1,79	0,55	1,12
S	1,36	*	0,40	8,28
Na ₂ O	1,48	2,15	0,22	0,30
K ₂ O	3,22	2,00	1,40	2,80
TiO ₂	0,27	0,58	0,30	*

* Није одређивано

Табела 1.9. Вриједности једноосијалних притисних чврстоћа за неке врсте стијена

Стијена	чврстоћа kN/m ²		
	притисна (σ_e)	смицајна (σ_s)	затезна (σ_z)
гранити	120-180	16-21	9-14
кречњаци	100-160	10-18	8-12
пјешчари	86-150	8,5-15	7-11
глинени шкриљци	30-60	7-12	3,3-6
угаљ	3,5-20	-	-

Табела 1.10. Квалификација стена према чврстоћи по проф. Протођаконову

Степен чврстоће	Категорија стене	Карактеристичне стене и руде	Притисна чврстоћа (x dN/cm ²)	Коефицијент чврстоће f
ванредно чврсте	I	Најчвршћи једри и жилави кварцити и базалти. Ванредно чврст остали стенски материјал.	2000	20
врло чврсте	II	Врло чврсте зрнасте стене, кварцни порфир, врло чврст гранит, шкриљасти кварцит, мање чврсти кварцити, најчвршћи пешчари и кречњаци.	1500	15
чврсте	III	Ситнозрн гранит, врло чврсти пешчари, чврсти конгломерати.	1000	10
	III _a	Кречњаци, слаб гранит, чврсти пешчари, доломит, пирит.	800	8
доста чврсте	IV	Испуцани кварцити, обичан пешчар, руде гвожђа средње чврстоће.	600	6
	IV _a	Песковити глинени шкриљци, шкриљасти пешчари.	500	5
средње чврсте	V	Чврст глинени шкриљац. Слаб пешчар и кречњак, мек конгломерат.	400	4
	V _a	Меки шкриљци, једри лапорци, слабије руде гвожђа.	300	3
доста меке	VI	Мек шкриљац, врло мек кречњак креда, камена со, лапор, пешчар.	200	2
	VI _a	Шљунковита земља, распаднути шкриљац, камени угаљ ствр. гл.	150	1,5
меке	VII	Глина, камени угаљ средње чврстоће, чврст нанос, земља глинуша.	100	1
	VII _a	Лака песковита глина, лес, меки угаљ.	80	0,8
земљаст	VIII	Ораница, тресет, лес, глиновит песак, нечист песак.	60	0,6
растресит	IX	Песак, осулина, ситан шљунак, насута земља, ископан угаљ.	50	0,5
текући	X	Мокар песак, блатњаво земљиште, расквашен лес.	30	0,3

ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 2:

Табела 2.1. Вредност коефицијента А код чланкастих транспортера

Ширина чланака	Крупноћа материјала	Маса γ , t/m ³	Коефицијент А за чланак ширине Б у m		
			0,4 - 0,3	0,65 - 0,8	> 0,8
лаки	силнозрнасти	< 1,1	40	50	70
средњи	средње величине	< 2,0	60	70	100
лушки	крупнокомадасти	> 2,0	80	110	150

Таблица 2.2. Димензија чланака у mm; сила у kN

Ширина чланака	Висина ивице	Дебљина чланка	Корак ланца	Вучни ланац			
				Дозв. вучна сила ланца (сила киданја)	Пречник осовине, ϕ (точ.)	Дужина чланка	Укупна тежина покретног дијела
650	160	4	320	45 (300)	24 (110)	900	100
800	200	5	400	71	30 (130)	910	110
			320	28	20	1030	105
			400	71	30	1070	130
			400	(500) 112	36 (150)	1120	160
1000	250	5	400	71	30	1280	165
			500	112 (700)	36	1320	195
1200	320	5	400	71	30	1465	220
			500	180 (1000)	44 (180)	1560	260

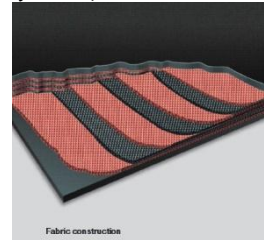
ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 3:

Табела 3.1. Особине за поједине врсте материјала

Особина материјала	Врста материјала и ознака:					
	В памук	Z целулоза	Р полиамид	РЕ полиестер	Д арамид	St челик
Затезна чврстина N/mm	160 ÷ 400	315 ÷ 630	315 ÷ 1600	200 ÷ 2000	400 ÷ 2000 са кордом 4000	1000 ÷ 10000
Радно истезање %	0,7 ÷ 1	0,6 ÷ 1,2	0,8 ÷ 20	0,4 ÷ 10	0,4 ÷ 0,8	0,15 ÷ 0,20
Прекидно истезање %	10 ÷ 15	20	16 ÷ 18	10	4	1,5 ÷ 20
Маса материјала g/cm ³	1,5 ÷ 1,54 1,5 ÷ 1,52	1,5 ÷ 1,52 -	1,14 -	1,38 1,14	1,44 -	7,85 -

Табела 3.2.: Прекидне чврстоће трака са стандардним улошцима REMA TIP TOP

- South African standard SANS 1173 and
- German standard DIN 22102 in qualities W, X, Y and
- DIN 22103 in quality K

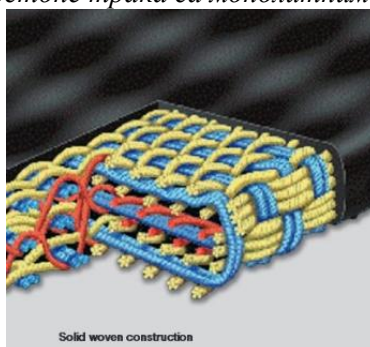


<http://vulctech.se/wordpress/wp-content/uploads/2014/12/Rema-tip-top-conveyor-belts.pdf>

EP fabric conveyor belts										
Type	No. of fabric plies	500	650	800	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
EP 315/2	2 EP 160									
EP 400/3	3 EP 125									
EP 500/4	4 EP 125		5:2	5:2	5:2					
EP 630/4	4 EP 160			6:2	6:2 8:3	6:2 8:3	6:2 8:3			
EP 800/3	3 EP 250				6:2 8:3	6:2 8:3	6:2 8:3			
EP 800/4	4 EP 200			6:2	6:2 8:3	6:2 8:3	6:2 8:3	6:2 8:3	6:2 8:3	
EP 1000/4	4 EP 250				8:3	8:3 10:3	8:3 10:3	8:3 10:3		
EP 1250/4	4 EP 315					10:3	10:3	10:3		
EP 1250/5	5 EP 250					10:5 12:5	10:5 12:5	10:5 12:5	10:5 12:5	
EP 1600/5	5 EP 315									
EP 2000/5	5 EP 400									

On request, non-standard products can be made available.

Табела 3.3.: Прекидне чврстоће трака са монолитним улоцима REMA TIP TOP



<http://vulctech.se/wordpress/wp-content/uploads/2014/12/Rema-tip-top-conveyor-belts.pdf>

Belt class	Pulley type	Multi-ply fabric construction				Steel cord construction	Solid woven construction
		No. of plies					
		2	3	4	5		
200	A	200					
	B	160					
	C	125					
250	A	200					
	B	160					
	C	125					
315	A	250	400				400
	B	200	315				315
	C	160	250				250
400	A	315	400	500			400
	B	250	315	400			315
	C	200	250	315			250
500	A	315	500	500	630	500	500
	B	250	400	400	500	400	400
	C	200	315	315	400	315	315
630	A	400	500	500	800	500	500
	B	315	400	400	630	400	400
	C	250	315	315	500	315	315
800	A	500	500	630	800	500	500
	B	400	400	500	630	400	400
	C	315	315	400	500	315	315
1 000	A	500	630	800	1 000	500	630
	B	400	500	630	800	400	500
	C	315	400	500	630	315	400
1 250	A		800	1 000	1 000	630	800
	B		630	800	800	500	630
	C		500	630	630	400	500
1 400	A		800	1 000	1 000	630	800
	B		630	800	800	500	630
	C		500	630	630	400	500
1 600	A		800	1 000	1 250	800	1 000
	B		630	800	1 000	630	800
	C		500	630	800	500	630
2 000	A				1 250	800	1 000
	B				1 000	630	800
	C				800	500	630
2 500	A				1 400	1 000	
	B				1 250	800	
	C				1 000	630	
3 150	A					1 250	
	B					1 000	
	C					800	
4 000	A					1 250	
	B					1 000	
	C					800	
5 000	A					1 400	
	B					1 250	
	C					1 000	
6 300	A					1 400	
	B					1 250	
	C					1 000	

А- Погонски бубањ; В-Затзени бубањ; С-Усмјеравајући/повратни бубањ

Табела 3.3.а. **Elongation Properties of Belt Carcass (at 10% of breaking strength)**

Carcass	Elastic elongation (%)	Permanent elongation (%)	Total elongation (%)
Cotton	1.5 to 2.0	0.2 to 0.4	1.7 to 2.4
EP (up to 200)	0.6 to 0.9	0.5 to 0.8	1.1 to 1.6
EP (above 250)	0.9 to 1.2	0.8 to 1.6	1.6 to 2.8
Steel cord	0.1 to 0.3	-	0.1 to 0.3
Nylon	Approximately 2.5	2.0	4.5

Characteristics	Carcass Material				
	Nylon (P)	Polyester (E)	Polyester Nylon (EP)	Aramide (D)	Steel Cord (St)
Tensile Strength	Very Good	Very Good	Very Good	Excellent	Excellent
Adhesion	Very Good	Very Good	Very Good	Very Good	Excellent
Elongation	Moderate	Very Good	Very Good	Excellent	Excellent
Resistance to Moisture	Good	Very Good	Very Good	Very Good	Good
Impact Resistance	Good	Good	Good	Good	Excellent

Табела 3.4.

Фактор фреквенције	Неабразивни материјали, креч, дрвени угаљ, пиљевину, битуменозни угаљ, ситни материјал. Материјал класе 'А'				Абразивни материјали, со, антрацир, фосфатне стијене, кречњак, кварцне стијене. Материјал класе 'В'			
	Крупноћа материјала (mm)				Крупноћа материјала (mm)			
	Прашина до 6	12-40	50-120	≥150	Прашина до 6	12-4	50-120	≥150
12	1,6	3,0	6,3	8	3,2	6,3	10	10
25	1,6	2,5	3,2	5	2,5	3,2	6,3	10
40	1,6	2,5	3,2	5	2,5	3,2	4	5
60	1,6	2,5	3,2	5	2,5	3,2	4	5
90	1,6	2,5	3,2	5	2,5	3,2	4	5
120	1,6	2,5	3,2	5	2,5	3,2	4	5
180	1,6	2,5	3,2	5	2,5	3,2	4	5
240+	1,6	2,5	3,2	5	2,5	3,2	4	5
Фактор фреквенције	Веома абразивни материјали шљака, бакарна руда, синтер, угљени пијесак и течна прашина. Материјал класе 'С'				Веома јако абразивни материјали, кварц, неке руде, ливачки остаци, стаклени комади, жељезни ирон пиљевина Материјал класе 'D'			
	Крупноћа материјала (mm)				Крупноћа материјала (mm)			
	Прашина до 6	12-40	50-120	≥150	Прашина до 6	12-4	50-120	≥150
12	6,3	10	10	10	8	10	10	10
25	3,2	6,3	10	10	4	8	10	10
40	3,2	3,2	6,3	10	3,2	4	8	10
60	3,2	3,2	5	6,3	3,2	3,2	6	10
90	3,2	3,2	5	5	3,2	3,2	6,3	6,3
120	3,2	3,2	4	5	3,2	3,2	5	6,3
180	3,2	3,2	4	5	3,2	3,2	5	6,3
240+	3,2	3,2	4	5	3,2	3,2	5	6,3

Табела 3.5. Препоручене мјере и квалитет за различите материјале и крупноћу материјала

Вријеме циклуса у min 2L / 60S	Степен	Измјењени абразивни материјали Дрвени угаљ, Карбони, зрнасти материјали, пиљевина, креч, меки угаљ, талк, шљунак округлао			Абразивни материјали: тврди угаљ, со, боракс, цемент		
		Крупноћа материјала			Крупноћа материјала		
		0 - 25mm	25 - 130mm	≥ 130mm	0 - 25mm	25 - 130mm	≥ 130mm
0 - 0,5	'M' & 'N'	1,6 - 4,0	2,5 - 5,0	3,2 - 6,3	2,5 - 6,3	3,2 - 8,0	5,0 - 10,0
0,5 - 1,0	'M' & 'N'	1,6 - 3,2	2,5 - 6,3	3,2 - 6,3	1,6 - 6,3	2,5 - 5,0	3,2 - 8,0
+ 1,0	'M' & 'N'	1,6 - 2,5	1,6 - 3,2	2,5 - 5,0	1,6 - 3,2	3,2 - 4,0	3,2 - 6,3

Табела 3.5а Стандардне ознаке омотача траке према одређеним карактеристикама
Code Letters for Cover Types as per DIN (German)

Code letters as per DIN 22102 and DIN 22131 for cover types with standard grades and cover types with special properties are given in the following table.

Properties	Code Letter as per DIN Standard
Standard cover grades	W, X, Y and Z
With antistatic covers	E
With antistatic covers and flame resistant with covers	K
Flame resistant with and without covers and with antistatic covers	S
Heat resistant	T
Cold resistant	R
Oil and grease resistant	G
For foodstuffs	A
For chemical products	C
Safety specifications with regard to fire-engineering properties for surface use	vt
Safety specifications with regard to fire engineering and electrical properties for underground use in German coal mining	V

As per DIN 22102 or DIN 22131; W, X, Y, Z and K are standard cover grades. As per ISO 10247; D, H and L are standard cover grades. There are only minor deviations in mechanical properties as per DIN and ISO.

Табела 3.5.б. Механичке особине омотача према њемачким и ISO стандардима
 Mechanical properties of standard covers according to DIN 22102, DIN 22131 and ISO 10247 are summarized in the following table.

Cover Types		Tensile Strength N/mm ² min.	Elongation at Break % min.	Abrasion mm ³ max.
DIN 22102 DIN 22131	ISO 10247			
W	(D)	18 (18)	400 (400)	90 (100)
X	(H)	25 (24)	450 (450)	120 (120)
Y	-	20	400	150
Z	(L)	15 (15)	350 (350)	250 (200)
K*	-	20	400	200

* For flame resistant conveyor belts according to DIN 22103 with antistatic covers according to DIN 22104.

Табела 3.5.в.

Important properties of most widely used Continental cover materials (guide values) are given in the following table.

Code Letter to DIN	Continental Quality Designation	Density in kg/dm ³	Admissible Temperature in °C*				Resistance to Oil and Grease	Polymer	Suitability
			Sustained Load		Peak Load				
			min.	max.	min.	max.			
X	ATRB	1.09	-50	+60	-55	+70	no	NR	general conveying (peak requirements)
Y	Conti extra	1.13	-30	+60	-35	+70	no	NR/SBR	general conveying
**	Conti-clean (dirt repellent)	1.12	-50	+60	-55	+70	no	BR/NR	cases of heavy soiling (with high moisture content)
Y,K	FH (flame resistance)	1.24	-30	+60	-35	+70	no	NR/BR	lignite excavating equipment, open cast
S, K	FW (non-inflammable)	1.38	-	+60	-	+70	no	SBR	underground and surface
V	V (self-extinguishing)	1.42 1.60	-	+100	-	+110	to some degree	CR	underground mining (most stringent safety regulations)
S, T	VULKAN® spezial (non-inflammable)	1.39	-30	+110	-30	+130	to some degree	CR	hot materials with glowing embers
T	VULKAN®-T 130	1.13	-30	+110	-40	+130	no	SBR	hot materials
T	VULKAN® extra-T150	1.13	-30	+130	-40	+150	no	SBR	hot materials
T, C	VULKAN® super – T 180	1.05	-30	+180	-40	+200	no	EPM	hot materials, also resistant to acid and alkali
G	TDAX	1.17	-10	+70	-20	+90	yes	NBR	oily or greasy materials
G	TBBX	1.13	-50	+60	-50	+70	yes	NBR	oil sand handling
A	TDLX	1.21	-10	+120	-15	+140	yes	NBR	foodstuffs (in oily, greasy or extreme temperature conditions)
C	TOWN	1.0	-40	+60	-45	+70	no	NR	materials with acid content
E	TBBN (conductive)	1.25	-30	+60	-35	+70	no	NR	materials with explosion hazard
V	PVC (self-extinguishing)	1.35	-5	+50	-5	+60	yes	PVC	underground mining

* The temperature specifications refer to the conveyor belt. The carrying capacity also depends on the nature of the temperature effect (see WdK guidelines, No. 339).

** Conti-clean is a special quality with good operative properties.

Табела 3.6. Прекидне чврстоће трака са каркасом од челичних ужади REMA TIP TOP

Belt Strength	Tolerance	ST 1 000	ST 1 200	ST 1 600	ST 2 000	ST 2 600	ST 3 150	ST 3 600	ST 4 000	ST 4 600	ST 5 000	ST 5 400
		Number of steel cords										
Often-used coverings		7+5	9+6	10+6	14+6	14+8	14+8 16+8	14+8	15+8	16+10	16+10	16+10
Cord diameter in mm		3,6	4,1	4,8	5,4	6,7	7,6	8,2	8,8	9,6	10,7	11,2
Max. acc. to DIN		4,1	4,9	5,6	5,6	7,2	8,1	8,6	8,9	9,7	10,9	11,3
Cord strands acc. to DIN in mm	± 1,5	12 13	14 13,5	15 14	12 13	15 15	15 15	15 15	15 15	16 16	17 18	17
Cord construction		7x7	7x7	7x7	7x7	7x19	7x19	7x19	7x19	7x19	7x19	7x19
Belt width in mm												
800	± 8	64 56	55 55	50 53	64 56							
1 000	± 10	81 71	69 68	64 66	81 71	64 59	64 58	64 55	64 60	59 53	55 53	55 53
1 200	± 10	97 87	84 82	77 79	97 87	77 70	77 69	77 69	77 77	71 63	66 66	66
1 400	± 12	114 102	98 95	90 92	114 102	90 82	90 81	90 78	90 83	84 74	79 73	78 73
1 600	± 12	131 112	112 109	104 105	131 119	104 104	104 92	104 92	104 95	96 84	90 84	90
1 800	± 14	147 133	127 122	117 118	147 133	117 105	117 104	117 103	117 107	109 95	102 94	102 94
2 000	± 14	164 152	141 136	130 131	164 131	130 117	130 116	130 116	130 119	121 107	113 105	113 105
2 200	± 15	181	155 149	144 144	181 166	144 130	144 129	144 129	144 131	134 116	125 105	125 105
2 400	± 15	197 182	169 163	157 157	197 183	157 142	157 142	157 142	157 143	146 126	137 126	137 126

Табела 3.7. Дебљина и маса каркаса од челичних ужади и монолитних језгара REMA TIP TOP
<http://vulctech.se/wordpress/wp-content/uploads/2014/12/Rema-tip-top-conveyor-belts.pdf>

Mass of belt carcass (kg/m²)						
Belt Class	Multiply carcass construction				Solid woven carcass	Steel cord construction
	No. of plies					
	2	3	4	5		
200	2.5					
250	2.6					
315	2.7	4.1			9.0	
400	3.0	4.2	5.7		9.4	
500	3.2	4.4	5.9	7.2	9.7	7.5
630	3.8	4.8	6.1	7.9	10.5	7.7
800	4.2	5.1	6.7	8.6	11.0	8.2
1 000	4.7	6.2	7.1	9.1	11.7	9.0
1 250		6.8	8.6	10.3	13.0	9.7
1 400			8.9	11.0	13.9	11.0
1 600			9.4	12.0	15.0	13.4
2 000			10.3	12.9	18.0	15.3
2 500						18.7
3 150						22.4
4 000						28.4
5 000						35.1
6 300						38.7

All information is given to the best of our knowledge. All specifications are to be considered non-binding information. Any claim for damages of any kind is excluded.

Carcass thickness (mm)

Belt Class	Multiply carcass construction				Solid woven carcass	Steel cord construction
	No. of plies					
	2	3	4	5		
200	1.8					
250	1.8					
315	2.0	3.0			4.9	
400	2.4	3.0	4.2			
500	2.8	3.8	4.2	5.4	5.9	3.2
630	3.6	3.9	4.6	5.9	6.2	3.2
800	4.0	4.5	5.4	6.9	6.9	3.7
1 000	4.8	5.8	6.2	7.9	7.4	3.7
1 250		6.4	8.0	9.2	8.4	3.7
1 400			8.2	9.9	9.1	
1 600			8.8	11.2	9.9	5.4
2 000			10.0	11.2	12.4	5.4
2 500						7.0
3 150						8.0
4 000						9.0
5 000						11.0
6 300						12.0

Add the thickness of the covers to get the total belt thickness.

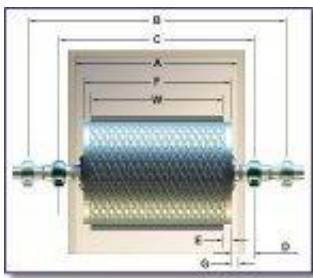
Tabela 3.8. Стандардне ширине траке и бубњева

Ширина траке (mm)	Ширина површине бубња (mm)
450	550
500	600
600	700
750	900
900	1050
1050	1200
1200	1350
1350	1500
1500	1700
1650	1850
1800	2000
2100	2300
2400	2600

Tabela 3.9.

Опис постројења	Конструкција транспортера	Тип повлачења/погона			
		Аутоматско		Ручно	
		Обложен	Необложен	Обложен	Необложен
Влажни услови	Покривен транспортер	0.25	0.10	0.20	0.10
	Непокривен транспортер	0.20	0.10	0.20	0.10
Полувлажни услови	Покривен транспортер	0.30	0.20	0.25	0.18
	Непокривен транспортер	0.25	0.15	0.22	0.13
Суви услови	Покривен транспортер	0.35	0.22	0.25	0.20
	Непокривен транспортер	0.30	0.18	0.25	0.15

Tabela 3.10.



Ширина траке	Ширина површине	Плоче са жљебовима I/S	Центар лежај		Размак за шире тачке		
			Ширина	Ужа дим	Легенда испод		
W	F	A	B	C	D	E	G
450	550	650	1000	760	225	50	50
500	600	700	1050	810	225	50	50
600	700	800	1150	1020	225	50	50
750	900	1000	1350	1170	225	75	50
900	1050	1150	1550	1370	250	75	50
1050	1200	1300	1700	1520	250	75	50
1200	1350	1450	1850	1680	250	75	50
1350	1500	1600	2050	1830	275	75	50
1500	1700	1850	2300	1980	300	100	75
1650	1850	2000	2450	2130	300	100	75
1800	2000	2150	2600	2280	300	100	75
2100	2300	2450	2900	2580	300	100	75
2400	2600	2750	3200	2880	300	100	75

Типична анатомија бубња, која показује растојање ослоних тачака код лежајева, растојање ослоних тачака на вратилу и др.

Легенда:

D = Површина бубња-линија кућишта лежајева

E = Ширина бубња у односу на траку

G = Ширина бубња у односу на унутрашњу плочу омотача

Tabela 3.11. Препоручљиве димензије кружног уређаја за превртање траке В, mm

Карактеристичне димензије							
B	D	H	L	I	l_1	d_v	l_v
800	265	520	9000	3800	1600	102	195
1000	330	580	12000	4750	2500	102	245
1200	395	640	16000	7600	2800	127	310
1400	460	700	19000	9000	3100	159	350
1600	525	850	24000	10250	3500	159	380
1800	590	990	27000	11600	3800	159	460
2000	660	1070	30000	13000	4000	159	530

Tabela 3.12. Коефицијент пропорционалности за дужину превртања

Врста каркаса (језгра) траке	Начин превртања		
	1	2	3
Полиамидни	12	10	10
Целулозни и полиестерски	12	12,5	10
Челична ужад и жице	-	25	20

Табела 12.а.

Following table gives the standard values for the dimensioning of turnover lengths as per DIN 22101:2011-12.

Type of Belt Turnover	Maximum Belt Width, mm	Minimum Turnover Length for Conveyor Belts with		
		Cotton Plies	EP Plies	Steel Cord Plies
Free turnover	1200	8 B	10 B	-
Guided turnover	1600	10 B	12.5 B	22 B
Supported turnover	2400	-	10 B	15 B

B = Belt width

Табела 3.13.



Transition Distance = Transition Factor × Belt Width (BW)

Half Trough Transition - Recommended Minimum Transition Factor			
Idler Trough Angle	% Rated Belt Tension	Transition Factor	
		Fabric Belts	Steel Cord Belts
30°	> 90%	1.4	3.2
	60% to 90%	1.1	2.4
	< 60%	0.8	1.6
35°	> 90%	1.6	3.4
	60% to 90%	1.3	2.6
	< 60%	1.0	1.8
45°	> 90%	2.0	4.0
	60% to 90%	1.6	3.2
	< 60%	1.3	2.3

Full Trough Transition - Recommended Minimum Transition Factor			
Idler Trough Angle	% Rated Belt Tension	Transition Factor	
		Fabric Belts	Steel Cord Belts
30°	> 90%	3.0	6.6
	60% to 90%	2.2	5.0
	< 60%	1.6	3.4
35°	> 90%	3.2	6.8
	60% to 90%	2.4	5.2
	< 60%	1.8	3.6
45°	> 90%	4.0	8.0
	60% to 90%	3.2	6.4
	< 60%	2.4	4.4

Belt Conveyors for Bulk Materials by CEMA, USA.
ISO 5293 minimum transition distance on three idler rollers

Табела 3.14. Затезне силе на затезном бубњу

Врста затезног уређаја	Покретање		Нормални рад		Мировање	
	S_n	S_s	S_n	S_s	S_n	S_s
Аутоматско затезање код погонског бубња	240	60	160	40	40	40
Затезање утегом код погонског бубња	240	60	180	60	60	60
Затезање утегом код повратног бубња	240	60	190	70	90	90
Затезање са константним растојањем између бубњева	240	60	200	80	120	120

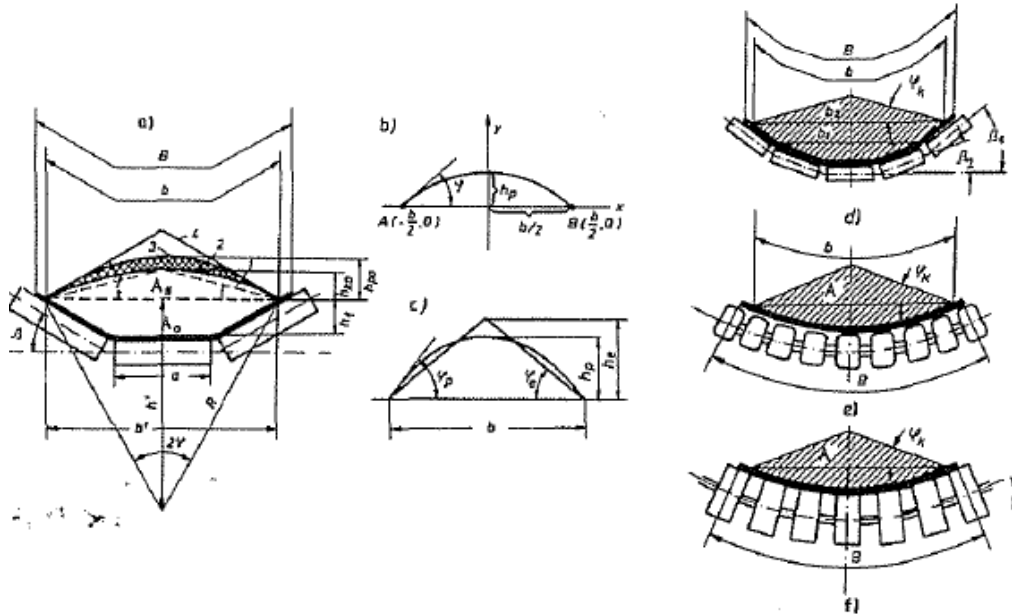
Примедба: S_n и S_s - су наилазно и силазно напрезање на бубњевима у kN

Табела 3.15. Дужине хода затезног уређаја

Дужина хода	Основа траке	Затезни уређај	Начин настављања
1,5-2%	памучна	фиксни са завојницом	механички
2%	памучна	утег	механички
2,5%+0,3 m	памучна	утег	вулканизирањем
1%	целуозна	утег	механички
1,5+0,3 m	целуозна	утег	вулканизирањем
0,25%+ дужина наставка	челична ужад	утег	велканизирањем

ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 4:

Прорачун површине попречног пресека материјала на траци



Слика 4.1.

А) ПРОРАЧУН ПРОРАЧУН ПОВРШИНЕ ПАРАБОЛИЧНОГ ОДСЈЕЧКА ПОВРШИНЕ ПАРАБОЛИЧНОГ ОДСЈЕЧКА

Површина параболног одсјечка, при одређеној носећој ширини траке као основици параболе, директно је зависна од њене висине $A = f(x)$. У постављеном координатном систему (слика 4.1,с) једначина параболе има облик (П.1.):

Površina paraboličnog odsečka, pri određenoj nosećoj širini trake kao osnovici parabole, direktno je zavisna od njene visine $A = f(h)$. U postavljenom koordinatnom sistemu (slika 4.1,c) jednačina parabole ima oblik (Т.1.):

$$y = -kx^2 + h \quad (\text{П.1.})$$

У тачки пресека контуре профила са носећом ширином траке b , $y = 0$, па је (П.2.):

$$-kx^2 + h = 0 \quad (\text{Т.1.})$$

Односно (Т.3.):

$$k = \frac{h}{x^2} \quad (\text{Т.3.})$$

Од координатног почетка па до пресека контуре терета и носеће ширине траке апциса има вредност $x \sim b/2$, па је (П.4.):

$$k = 4h/b^2 \quad (\text{П.4.})$$

Заменивши ову вредност у једначини параболе, на симетрали пресека добићемо (П.5.):

$$y = -\frac{4h}{b^2}x^2 + h \quad (\text{П.5.})$$

Површину профила прорачунаћемо преко одређеног интеграла (П.6.):

$$A = 2 \int_0^{\frac{b}{2}} y dx = 2 \int_0^{\frac{b}{2}} \left(h - \frac{4h}{b^2} x^2 \right) dx = 2h \int_0^{\frac{b}{2}} \left(1 - \frac{4}{b^2} x^2 \right) dx = 2h \frac{b}{2} + 2h \left(-\frac{4}{3b^2} \frac{b^3}{2} \right) = bh - \frac{1}{3}bh = \frac{2}{3}bh \quad (\text{П.6.})$$

Висину параболе одредићемо диференцирањем једначине параболе (П.7.):

$$y' = -\frac{8h}{b^2}x \quad (\text{П.7.})$$

односно за тачку са координатама $(-b/2 \mid 0)$ биће (П.8.):

$$y' = \frac{4h}{b} \quad (\text{П.8.})$$

и даље (П.9.):

$$y' = \operatorname{tg} \varphi \quad (\text{П.9.})$$

односно (П.10.):

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{4h}{b} \quad (\text{П.10.})$$

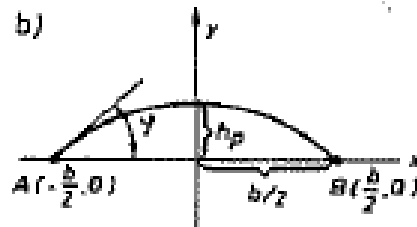
што значи да ће висина параболичног одсечка износити (П.11.):

$$h = \frac{b}{4} \operatorname{tg} \varphi \quad (\text{П.11.})$$

Отуд ће дефинитивни образац за површину гласити (П.6.):

$$A = \frac{b^2}{6} \operatorname{tg} \varphi = \frac{(0,9 - 0,05)^2}{6} \operatorname{tg} \varphi \quad (\text{П.12.})$$

Ако би се уместо параболичног одсечка усвојио облик равнокраког троугла еквивалентне површине, величина еквивалентних углова на основици φ_c угловима нагиба параболе (φ_p може се одредити према си 4.1 h, на следечи начин (П.13.):



$$h_c = \frac{btg\varphi_c}{2}, h_c - \text{висина еквивалентног троугла} \quad (\text{П.13.})$$

$$h_p = \frac{btg\varphi_p}{4}, h_p, \varphi_p - \text{висина параболе и њен угао нагиба на основици}$$

$$A = \frac{b \operatorname{tg} \varphi_c}{2} = \frac{b^2 \operatorname{tg} \varphi_c}{4}, A_c = A_p,$$

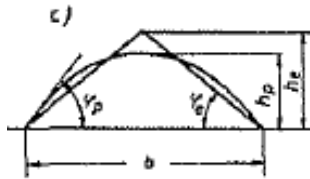
$$\text{односно } \frac{b^2 \operatorname{tg} \varphi_c}{4} = \frac{b^2 \operatorname{tg} \varphi_p}{6}, \operatorname{tg} \varphi_c = \frac{2}{3} \operatorname{tg} \varphi_p$$

Раније смо усвојили однос између φ_k и φ_p па се може уопштено написати да је $\varphi_k = K \varphi$, односно $\varphi = K \varphi_c$. Ако је позната површина слободно формираног пресека угао нагиба лако се одређује по образцу (П.14.):

$$\operatorname{tg} \varphi_c = \frac{4A}{b^2} \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \varphi_p = \frac{6A}{b^2} \quad (\text{П.14.})$$

В) ПРОРАЧУН ПОВРШИНЕ КРУЖНОГ ОДСЈЕЧКА

Површина кружног одсечка једнака је разлици површине кружног исечка и површине троугла, сл 4.1. (П.15.):



$$A_{ko} = A_{ki} - A_t = \frac{b^2}{360} \left(\frac{\varphi}{\sin^2 \varphi} - \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi} \right) \quad (\text{П.15.})$$

Површина кружног исечка одређена је по образцу (П.16.):

$$A_{ki} = \frac{2\varphi}{2\pi} R^2 \pi = R^2 \varphi = \frac{b^2 \varphi}{4 \sin^2 \varphi}, \text{ јер је } R = \frac{b}{2 \sin \varphi} \quad (\text{П.16.})$$

Површина троугла износи (П.17.):

$$A_t = \frac{bh'}{2} = \frac{b}{2} \cdot \frac{b}{2} \operatorname{cotg} \varphi = \frac{b^2}{4} \operatorname{cotg} \varphi, \text{ јер је } h' = \frac{b}{2} \operatorname{cotg} \varphi \quad (\text{П.17.})$$

Ово је вриједност површине кад је угао дат у радијанима, а образац (П.18.):

$$A = 0,25b^2 S_3 \quad (\text{П.18.})$$

даје површину за угао дат у степенима.

С) ПРОРАЧУН ПОВРШИНЕ ОКОНТУРЕНОГ ДЕЛА ПРОФИЛА

Површина профила материјала на траци са слогом од 3 носећа ваљка састоји се од површине трапеза, односно оконтуреног дела профила A_0 (слика 4.1.) и A_s слободно формираног дијела који се, као што је наглашено, усваја да има облик параболичног, кружног одсечка или облик равнокраког троугла

Површина трапеза износи (П.19.):

$$A_0 = \frac{a+b'}{2} h_1 = sh_1 = b^2 \left(m + \frac{1-m}{2} \cos \beta \right) \left(\frac{1-m}{2} \sin \beta \right), \quad (\text{П.19.})$$

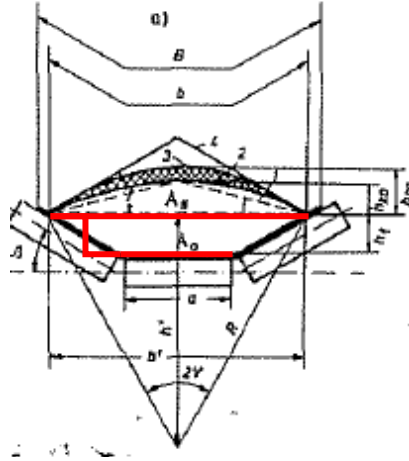
Где је:

- а - дужина средњег ваљка,
- б - хоризонтална пројекција носеће ширине траке, која се одређује из израза (П.20.):

$$b' = a + (b - a)\cos\beta, \quad (\text{П.20.})$$

односно ако издвојимо b и уврстимо да је $m = a/b$ добијамо (П.21.):

$$b' = \left[\frac{a}{b} + \left(1 - \frac{a}{b}\right)\cos\beta \right] b = b[m + (1 - m)\cos\beta] \quad (\text{П.21.})$$



Слика. 4.2.

Средња линија трапеца, по истом поступку, износи (П.22.):

$$\begin{aligned} s &= \frac{a + b'}{2} = \frac{a + b[m + (1 - m)\cos\beta]}{2} = \frac{b \left[\frac{a}{b} + m + (1 - m)\cos\beta \right]}{2} \\ &= \frac{b[2m + (1 - m)\cos\beta]}{2} = b \left(m + \frac{1 - m}{2}\cos\beta \right) \end{aligned} \quad (\text{П.22.})$$

Висина трапеца имаће вриједност (П.23.):

$$h_1 = \frac{b - a}{2} \sin\beta = b \frac{\left(1 - \frac{a}{b}\right) \sin\beta}{2} = b \frac{1 - m}{2} \sin\beta \quad (\text{П.23.})$$

Површина слободно формираног дијела профила облика равнокраког троугла износи (П.24.):

$$A_s = \frac{b'h_2}{2} = b^2 \left[\frac{m + (1 - m)\cos\beta}{2} \right]^2 \operatorname{tg}\varphi \quad (\text{П.24.})$$

јер његова висина има вриједност (П.25.):

$$h_2 = \frac{b'}{2} \operatorname{tg}\varphi \quad (\text{П.25.})$$

D) ПРОРАЧУН УКУПНЕ ПОВРШИНЕ ПРОФИЛА МАТЕРИЈАЛА

Укупна површина профила износи (П.26.):

$$\begin{aligned} A &= A_o + A_s = \\ &= b^2 \left\{ \left(m + \frac{1 - m}{2}\cos\beta \right) \left(\frac{1 - m}{2}\sin\beta \right) + \left[\frac{m + (1 - m)\cos\beta}{2} \right]^2 K_t \right\} = b^2 \Psi = B^2 \cdot \\ &\quad \xi^2 \cdot \Psi, m^2, \end{aligned} \quad (\text{П.26.})$$

Гдје је: K_t - коефицијент граничне линије попуњености профила који износи за троугласти профил (П.27.):

$$K_h = tg\varphi_k = tg \frac{\varphi}{2}. \quad (П.27.)$$

- за профил кружног одсечка (крива 2) образац (П.28.):

$$K_{to} = \frac{2\pi}{360} \left(\frac{\varphi}{\sin^2\varphi} - \frac{1}{tg\varphi} \right) \quad (П.28.)$$

- за профил параболичног одсечка (крива 3) добијен на сличан начин као код круга (П.29.):

$$K_{tp} = \frac{2\pi}{360} \left(\frac{\varphi}{\sin^2\varphi} - \frac{1 - tg^2\varphi}{2tg\varphi} \right) \quad (П.29.)$$

- Ψ - коефицијент пропорционалности за укупну површину профила, који се одређује по образцу (П.30.):

$$\Psi = \frac{1 - m}{2} \sin\beta \left[m + \frac{1 - m}{2} \cos\beta \right] + \left[\frac{m + (1 - m)\cos\beta}{2} \right]^2 K_t \quad (П.30.)$$

Његове су вредности наведене у табели 5 4. Коефицијент искоришћења ширине траке ш креће се од 0,8 - 0,86 - у зависности од ширине траке, величине ооконтуреног и слободног формираног пресека, Веће вредности морају се применити за шире траке и материјале који имају веће углове нагиба при кретању. Опширније ће се о томе говорити код избора ширине траке.

При познатим дужинама носеће ширине траке б и средњег ваљка "а" површина профила материјала на траци, која налаже на 3 ваљка, може се рачунати по формули (П.31.):

$$A = \left(a + \frac{b-a}{2} \cos\beta \right) \frac{b-a}{2} \sin\beta \left[\frac{a+(b-a)\cos\beta}{2} \right]^2 K_t, m^2. \quad (П.31.)$$

Табела 4.1. Коефицијент пропорционалности за површину профила Ψ и ефективност K у зависности од φ_k

Облик слободно формираног профила	φ_k°	Нагиб бочних ваљака β у степенима							
		20	30	35	45	20	30	35	45
		Коефицијент попуњености Ψ				Коефицијент ефикасности K			
Кружни одсечак	12	0,060	0,133	0,145	0,156	382	479	522	562
	17	0,120	0,146	0,156	0,166	432	526	562	598
	22	0,134	0,158	0,167	0,176	482	569	601	634
	27	0,148	0,171	0,180	0,186	533	616	648	670
	33	0,166	0,187	0,194	0,198	598	673	698	713
Параболични одсечак и уписни тругао	13	0,118	0,143	0,154	0,165	425	515	554	594
	18	0,135	0,159	0,169	0,177	486	572	608	637
$\varphi_k = 0$ 13 18 24 30 36	24	0,182	0,179	0,177	0,193	569	644	673	695
$\varphi_k = 10$ 15 20 25 30	30	0,182	0,201	0,207	0,209	655	724	745	752
	36	0,208	0,225	0,229	0,228	749	810	824	821

Код транспортера са 5 ваљака у слогу, слика 5.11,d, претходна формула (П.32.):

$$\begin{aligned} A &= (a + 2\cos\beta_1)asin\beta_1 \\ &+ \left[a + 2a\cos\beta_1 + \left(\frac{b-3a}{2}\right)\cos\beta_2 \right] \left(\frac{b-3a}{2}\sin\beta_2\right) \\ &+ \left[\frac{a}{2} + a\cos\beta_1 + \left(\frac{b-3a}{2}\right)\cos\beta_2 \right]^2 K_t, m^2 \end{aligned} \quad (П.32.)$$

Ове формуле изводе се на исти начин као при прорачуну површине преко коефицијента коритастости који је овде изостављен. Овим поступком добија се тачнији резултат јер не фигурише $m = 0,33$.

D) ПРОРАЧУН КОЕФИЈЕНАТА ПРОПОРЦИОНАЛНОСТИ ПОВРШИНЕ ПРОФИЛА И ЕФЕКТИВНОСТИ

Табела 4.2. Формула за површину попречног профила терета на транспортеру

Тип слогова и број ваљака	Ширина траке, mm	Нагиб ваљка β у степенима	Образац за прорачун површине пресека терета на траци у m^2 , $A = b^2 \Psi$	Број обрасца
Са 1 ваљком	400-3000	-	$A = 0,25b^2 tg\varphi_t$	(5-19)
Са 2 ваљка	400-650	15	$A_2 = b^2(0,081 + 0,22 tg\varphi_t)$	(5-20)
		20	$A_2 = b^2(0,125 + 0,125 tg\varphi_t)$	(5-21)
Са 3 ваљка	650-2500	20	$A_3 = b^2(0,074 + 0,233 K_t)$	(5-22)
		30	$A_3 = b^2(0,104 + 0,207 K_t)$	(5-23)
		35	$A_3 = b^2(0,118 + 0,190 K_t)$	(5-24)
		45	$A_3 = b^2(0,134 + 0,161 K_t)$	(5-25)
		60	$A_3 = b^2(0,143 + 0,123 K_t)$	(5-26)
Са 5 ваљака	1800-3000	18 и 54	$A_5 = b^2(0,104 + 0,197 K_t)$	(5-27)

Табела 4.3. Величина коефицијента граничне линије попречног профила

Облик профила	Вредност K_t у зависности од нагиба материјала при кретању φ_k , у степенима				
	10	15	20	25	30
Једнокраки троугао $\varphi_k = 0,50\varphi$	0,18	0,27	0,37	0,47	0,58
Кружни одсечак $\varphi_k = 0,55\varphi$	0,14	0,20	0,26	0,32	0,40
Параболични одсечак $\varphi_k = 0,60\varphi$	0,19	0,27	0,37	0,47	0,58

Табела 4.4. Коефицијенти пропорционалности за површину профила Ψ и ефикасност K у зависности од φ_k

Облик слободно формираног профила	φ_k°	Нагиб бочних ваљака β у степенима								
		20	30	35	45	20	30	35	45	
		Коефицијент попуњености Ψ				Коефицијент ефикасности K				
Кружни одсечак	12	0,060	0,133	0,145	0,156	382	479	522	562	
	17	0,120	0,146	0,156	0,166	432	526	562	598	
	22	0,134	0,158	0,167	0,176	482	569	601	634	
	27	0,148	0,171	0,180	0,186	533	616	648	670	
	33	0,166	0,187	0,194	0,198	598	673	698	713	
Параболични одсечак и уписни тругао	13	0,118	0,143	0,154	0,165	425	515	554	594	
	18	0,135	0,159	0,169	0,177	486	572	608	637	
$\varphi_k = 0$	13 18 24 30 36	24	0,182	0,179	0,177	0,193	569	644	673	695
$\varphi_k = 10$	15 20 25 30	30	0,182	0,201	0,207	0,209	655	724	745	752
	36	0,208	0,225	0,229	0,228	749	810	824	821	

Табела 4.5. Учинак транспортера при $v=1\text{m/s}$

Број ваљака	φ_r , (°)	Ефективност транспортера m^3/h при V , mm					
		650	800	1000	1200	1400	1600
Три ваљка $\beta_1 = 20^\circ$	15	135	210	340	500	690	910
	20	160	250	400	580	810	1070
	25	180	290	460	680	920	1240
Три ваљка $\beta_1 = 30^\circ$	15	-	245	400	580	810	1060
	20	-	280	450	660	910	1210
	25	-	320	10	740	1030	1370
Три ваљка $\beta_1 = 35^\circ$	15	-	-	-	625	855	1140
	20	-	-	-	700	960	1280
	25	-	-	-	795	1090	1450
Један ваљак са гипком осовином l $= 1,6 N$	15	50	80	145	230	370	-
	20	60	90	160	260	415	-
	25	60	105	180	290	460	-
Број ваљака	φ_r , (°)	Ефективност транспортера m^3/h при V , mm					
		1800	2000	2250	2500	2750	3000
Три ваљка $\beta_1 = 20^\circ$	15	1160	1400	-	-	-	-
	20	1360	1690	-	-	-	-
	25	1580	1950	-	-	-	-
Три ваљка $\beta_1 = 30^\circ$	15	1580	1950	-	-	-	-
	20	1540	1920	-	-	-	-
	25	1740	2170	-	-	-	-
Три ваљка $\beta_1 = 35^\circ$	15	1450	1800	2300	2860	-	-
	20	1610	2000	2570	3200	-	-
	25	1850	2300	2930	3640	-	-
Пет ваљака $\beta_1 = 18^\circ$ $\beta_1 = 54^\circ$	15	-	1870	2300	2930	3470	4200
	20	-	1950	2560	3240	3830	4670

Табела 4.6.- Коэффициент који зависи од абразивности стијена за прорачун вијек траке

Врста терета	K_1
Прашнаст угаљ	3,0
Дробљени угаљ	1,2
Ровни угаљ	1,0
Камен и руда (ситнеж) песак	0,9
Камен и руда (а до 50 mm)	0,8
Камен и руда (а до 200 mm)	0,6
Кокс крупни (а до 200 mm)	0,5

Табела 4.7. Коэффициенти мјеста рада и конструкције за прорачун вијек траке

Утицајни фактори		Ознака коэффицијента	Величина коэффицијента
Назив фактора	Прецизирање фактора		
Место рада траке	На отвореном простору	K_2	1,0
	У затвореној просторији		1,2
Нагиб трасе	Хоризонтална	K_3	1,0
	Под нагибом		0,9
Врста погона	Једнобубањски главни погон	K_4	1,0
	Једнобубањски линијски погон		0,9
	Двобубањски погон		0,8
Врста затезног уређаја	Ручно затезање	K_5	1,0
	Помоћу витла, аутоматски или са утогом		1,5
Начин истовара	На главном бубњу	K_6	1,0
	Дуж транспортера		0,8
Однос пречника погонског бубња D_b према броју уложака n	$D_b: n = 100 \text{ mm}$	K_7	1,0
	$D_b: n = 70 \text{ mm}$		0,56
	$D_b: n = 50 \text{ mm}$		0,25
Дебљина носеће гумене облоге	3,2 mm	K_8	1,0
	4,8 mm		1,2
	6,3 mm		1,4
	10,0 mm		1,9

ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 5:

Табела 5.1. Вриједности вучних фактора C_0

Врста омотача бубња	Стање облоге	Коеф. трења μ	Вредности $e^{\mu\alpha}$ за α у степенима						
			180	210	240	300	360	400	450
			α у радијанима						
			3,14	3,66	4,19	5,24	6,28	7,0	7,85
Сиви лив или челик	Врло влажна	0,10	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,19
Дрвен или облож. гумом	Врло влажна	0,15	1,60	1,73	1,87	2,19	2,57	2,87	3,25
Сиви лив или челик	Влажна	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	4,84
Дрвен или облож. гумом	Влажна	0,25	2,18	2,49	2,83	3,70	4,81	5,75	7,05
Сиви лив или челик	Сува	0,30	2,56	3,00	3,51	4,81	6,58	8,17	10,50
Дрвени омот	Сува	0,35	3,00	3,61	4,33	6,27	9,02	11,62	15,60
Гумени омот	Сува	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	23,00

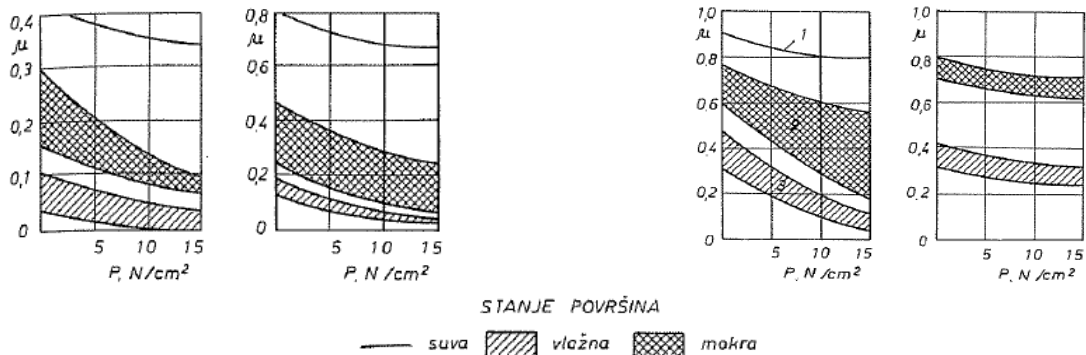
Табела 5.1.а Коефицијент трења између погонског бубња и траке према условима рада
Friction Coefficient

The friction coefficient μ between driving pulley and rubber belting for different conditions (DIN 22101) is as given in the following table.

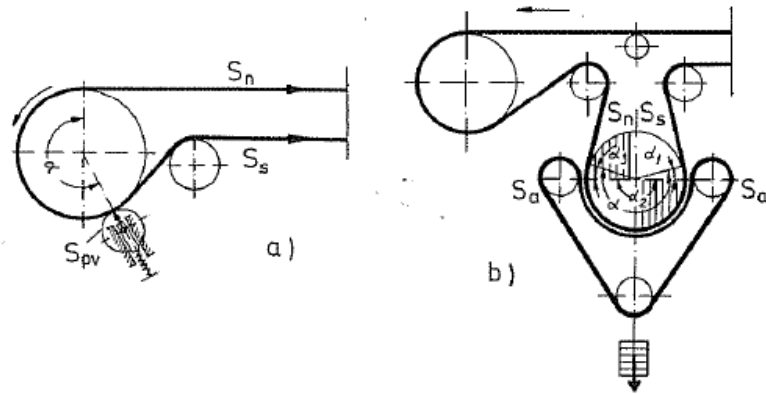
Operating Conditions	Friction coefficient μ between driving pulley and rubber belting			
	Smooth Bare Rim Steel Pulley	Rubber Lagging, herringbone	Polyurethane Lagging, herringbone	Ceramic Lagging, herringbone
Operation in dry conditions	0.35 to 0.40	0.40 to 0.45	0.35 to 0.40	0.40 to 0.45
Operation in clean and wet conditions (water)	0.1	0.35	0.35	0.35 to 0.40
Operation in wet and dirty conditions (clay or loam)	0.05 to 0.10	0.25 to 0.30	0.2	0.35

Табела. 5.2. Вриједности фактора вуче C_s

μ	Вредност фактора вуче за α у степенима								
	180	210	240	270	300	330	360	400	450
0,10	2,71	2,25	1,92	1,65	1,45	1,28	1,15	0,98	0,84
0,15	1,66	1,36	1,14	0,97	0,84	0,73	0,64	0,53	0,44
0,20	1,15	0,93	0,76	0,64	0,54	0,46	0,40	0,32	0,26
0,25	0,84	0,67	0,55	0,44	0,37	0,31	0,26	0,21	0,16
0,30	0,64	0,50	0,40	0,32	0,26	0,22	0,18	0,21	0,10
0,35	0,50	0,39	0,30	0,29	0,19	0,15	0,12	0,09	0,68
0,40	0,40	0,30	0,23	0,18	0,14	0,11	0,09	0,06	0,05



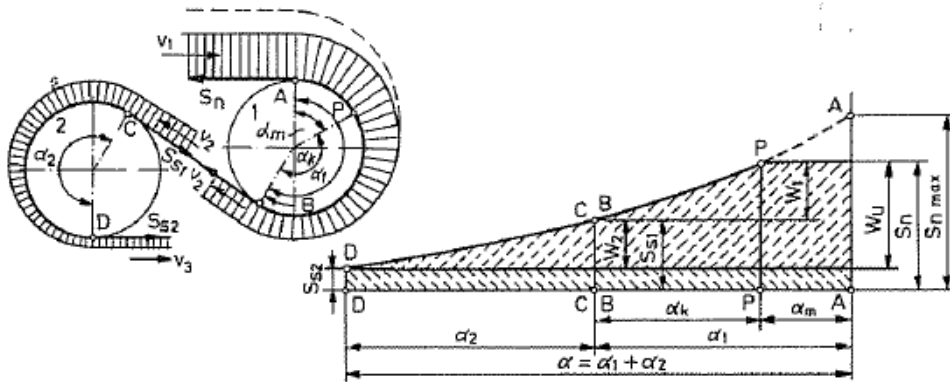
Слика 5.1. Зависност коефицијента трења од специфичног притиска и стања омотача за: а - челични омотач, б - гумени глатки омотач; с - омотач од леџфне гуме, д - омотач од керамике; 1 - суви омотач; 2 - влажни омотач, 3 - омотач са глинеом опном



а) притисни ваљак

б) притисна трака

Слика 5.2. Притисни уређаји



а) приказ расподеле напрезања на бубњевима

б) дијаграм напрезања траке на бубњевима

Слика 5.3. Шематски приказ расподеле напрезања код двобубањског погона

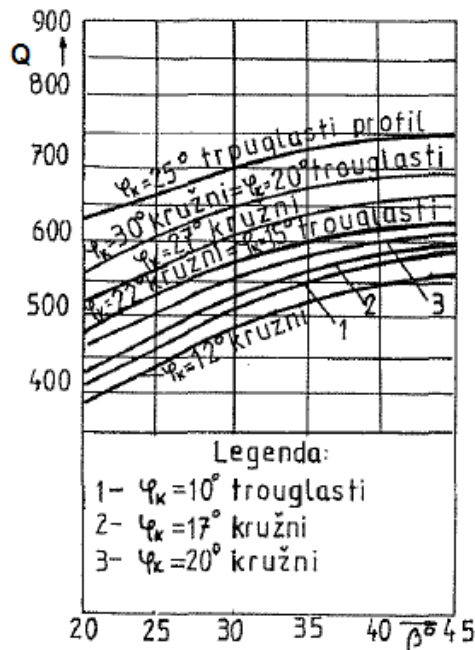
ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 6:

Табела 6.1. Коefицијенти пропорционалности

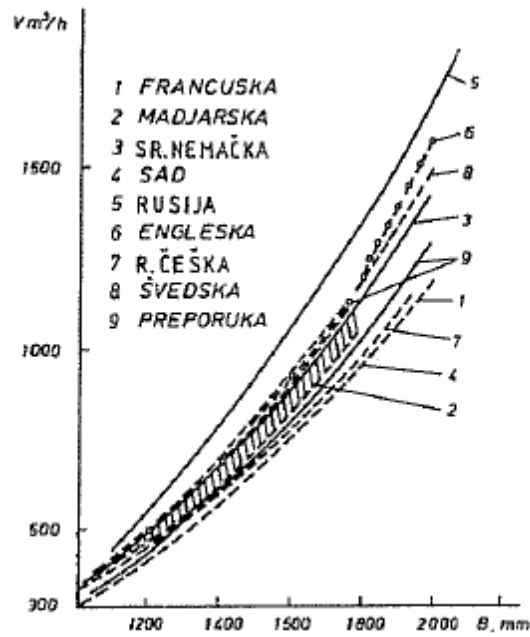
Облик слободно формираног профила	φ_k°	Нагиб бочних ваљака β у степенима							
		20	30	35	45	20	30	35	45
		Коefицијент попуњености Ψ				Коefицијент ефикасности K			
Кружни одсечак	12	0,060	0,133	0,145	0,156	382	479	522	562
	17	0,120	0,146	0,156	0,166	432	526	562	598
	22	0,134	0,158	0,167	0,176	482	569	601	634
	27	0,148	0,171	0,180	0,186	533	616	648	670
	33	0,166	0,187	0,194	0,198	598	673	698	713
Параболични одсечак и уписни тругао	13	0,118	0,143	0,154	0,165	425	515	554	594
	18	0,135	0,159	0,169	0,177	486	572	608	637
$\varphi_k = 0$ 13 18 24 30 36	24	0,182	0,179	0,177	0,193	569	644	673	695
$\varphi_k = 10$ 15 20 25 30	30	0,182	0,201	0,207	0,209	655	724	745	752
	36	0,208	0,225	0,229	0,228	749	810	824	821

Табела 6.2. Коefицијенти пропорционалности за капацитет транспортера

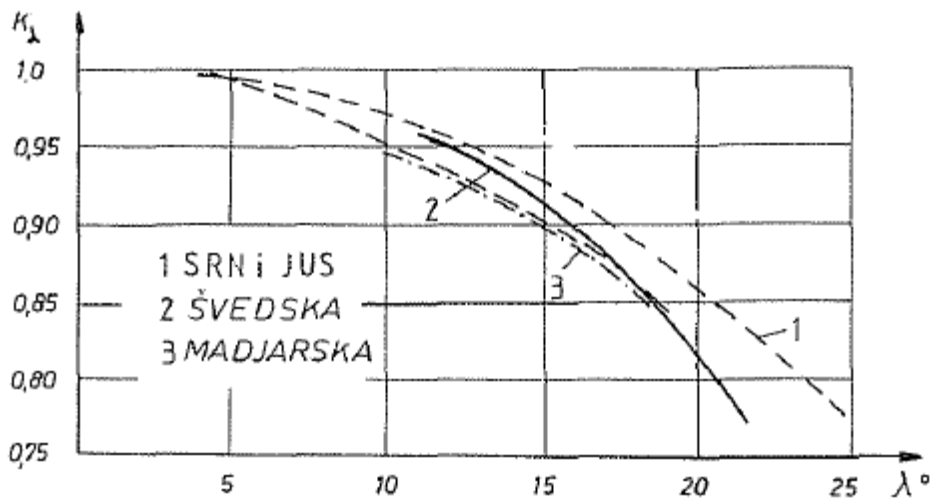
Нагиб бочних ваљака β , степени	Коefицијент еfективности транспортера за попречни пресек материјала и φ_r°									
	Кружни одсечак						Троугласти пресек			
	12	17	20	22	27	30	10	15	20	25
20	380	430	460	480	530	560	420	480	560	640
30	480	530	550	570	610	640	510	570	640	700
35	520	560	580	600	640	670	550	600	670	730
45	560	600	610	630	670	690	590	630	690	750
60	570	590	610	620	640	650	582	620	660	-



Слика 6.1. Вриједности коefицијента K за капацитет Q и зависности од φ_k и β



Слика 6.2. Упоредни дијаграми часовног капацитета транспортера према неки стандардима држава



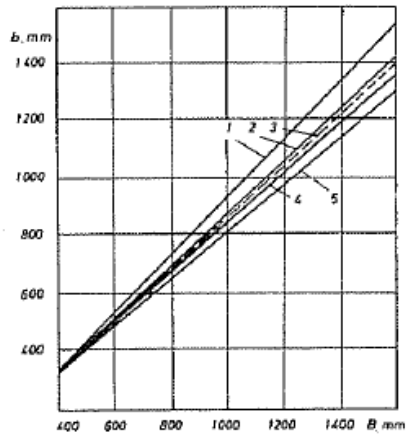
Слика 6.3. Упоредни дијаграм зависности k од λ

Табела 6.3. Коefицијенти ефективности за транспортере са 1, 2 и 5 ваљака

Врста траке и број ваљака	Рачунски угао нагиба материјала φ_r у степенима		
	15	20	25
Равна – један ваљак	250	330	420
Коритаста – два ваљка $\beta_1 = 15^\circ$ $\beta_2 = 20^\circ$	500	580	660
	570	615	660
Коритаста – пет ваљака	565	635	705
Коритаста – са гипком осовином (један ваљак)	520	570	640

Sl. 5.7. Iskorišćenje širine trake u pojedinim zemljama:

- 1 - Engleska,
 2 - Švedska, SRN, Rusija,
 3 - SAD (firma Goodyear);
 4 - SAD (firma Link-Belt),
 5 - ČR, Francuska, Madarska



Слика 6.4. Искоришћење ширине траке у појединим земљама

Табела 6.4. Препоручене ширине компаније "Goodyear"

B,mm	304	456	668	762	912	1067	1216	1372	1562
За 90%	51	102	127	152	176	204	254	276	304
И 10% учешће крупних комада	102	152	204	254	304	352	408	508	608

Табела 6.5. Препоручене ширине траке компаније "Trelleborg"

a, mm	85	123	175	250	300	350	400	450	500
B, mm	420	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000

Табела 6.6. Максималне дозвољене величине комада према ширини траке на површинским коповима

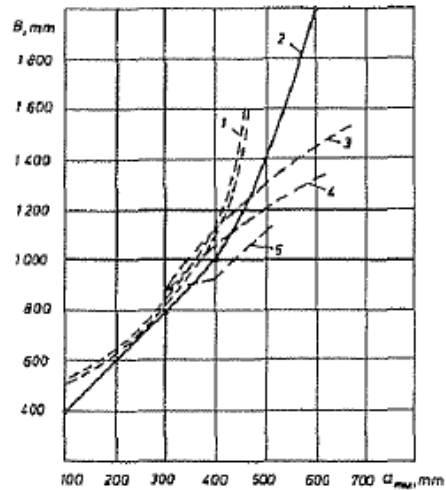
Ширина траке, mm	Максимална димензија комада у mm и њихово процентуално учешће у укупној маси						
	5	10	20	50	80	90	100
800	350	300	250	220	200	170	160
1000	450	350	350	300	250	220	200
1200	500	450	400	350	300	280	250
1400	600	500	450	400	350	330	300
1600	650	550	500	450	400	350	320
1800	700	600	550	500	450	400	350
2000	750	650	600	550	500	450	400

Табела 6.6а. Угао нагиба материјала при кретању φ_k траком за поједине врсте материјала према стандарду DIN

Врста материјала	Угао нагиба материјала у кретању φ_k (°)
Земља влажна	15-20
Земља сува	15
Шљунак сув	15
Шљунак мокар	18
Иловача мокра	15-18
Песак сув	15
Песак мокар	15
Глина	15
Лигнит сув	15
Лигнит равни	15-20

Sl. 5.8. Dijagram zavisnosti širine trake od veličine komada:

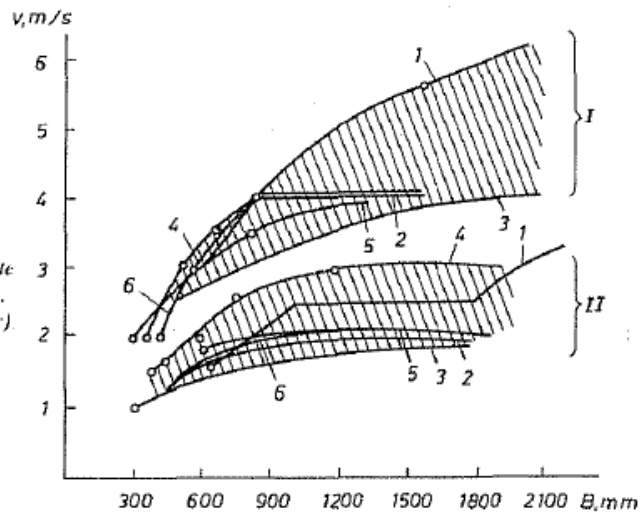
1 - DIN; 2 - preporuka,
3 - Goodyear; 4 - Engleska;
5 - ČR, Mađarska, Francuska



Слика 6.5. Дијаграм зависности ширине траке од величине комада

Sl. 5.9. Uпоредни дијаграм zavisnosti brzine trake od njene širine:

I - za rasute terete, lake;
II - za krupnokokadaste teške terete
1 - Rusija, 2 - SAD (firma Robins),
3 - SRN, 4 - SAD (firma Goodyear)
5 - Švedska, 6 - Francuska



Слика 6.6. Упоредни дијаграм зависности брзине траке од њене ширине

Табела 6.7. Препоручене брзине кретања траке с обзиром на врсту и крупноћу материјала

	Materijal	Širina trake u mm			
		800	1000	1200, 1400, 1600	1800 i preko
1.0	Zrnasti i neabrazivni granularni materijal, bez prašine	3,50	4,00	4,50	5,00
2.0	Materijali X i Y sa komadima do polovine maksimalne veličine				
2.1	Malo abrazivni: ugalj, lignit, so, otkrivka, krečnjak, itd.	3,00	3,50	3,75	4,50
2.2	Više abrazivni: meka ruda, meki kamen, šljunak, pesak, itd.	2,50	3,25	3,50	4,00
2.3	Više abrazivni sa oštrim ivicama: tvrda teška ruda, tvrdi kamen	2,25	2,75	3,00	3,50
3.0	Materijali X i Y sa komadima do maksimalne veličine				
3.1	Malo abrazivni: ugalj, lignit, so, otkrivka, krečnjak, itd.	2,50	3,00	3,50	4,00
3.2	Više abrazivni: meka ruda, meki kamen, šljunak, pesak, itd.	2,25	2,50	3,00	3,50
3.3	Više abrazivni sa oštrim ivicama: tvrda teška ruda, tvrdi kamen	2,00	2,25	2,50	3,00

Табела 6.7.а Препоручљиве брзине за транспортне траке

Врста терета	Препоручљиве брзине према В у mm						
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000 3000
Прашинасти материјал	1,00	1,25	1,25	1,6	1,6	1,6	2,0
Зрнасте стене	2,5	3,15	4,0	5,0	5,0	5,0	6,3
Ситнокомадасте $a < 60 \text{ mm}$	2,0	2,5	3,15	4,0	4,0	4,0	-
Средње комадасте $a < 160 \text{ mm}$	2,5	3,15	4,0	4,0	5,0	5,0	5,0
	2,0	2,5	3,15	3,15	4,0	4,0	-
Крупнокомадасте $a = 170 \div 350 \text{ mm}$	1,6	2,0	2,5	2,5	3,15	3,15	3,15
	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	-
На гипким ваљцима	2,0	2,0	2,5	3,15	3,15	4,00	4,00
	1,6	1,6	2,0	2,5	2,5	3,15	3,15
Врло крупне $a \geq 350 \text{ mm}$	-	-	2,0	2,5	2,5	2,5	3,15
Крти материјали, сортирани угљеви	2,0	2,0	2,5	2,5	3,15	3,15	4,0
Напомена: Наши стандарди препоручују следеће брзине 1,32, 1,70, 2,12, 2,65, 3,35, 4,25, 5,30, 6,70, 8,50.							

Табела 6.7.б. Fenner Dunlop, Australia on typical belt speeds

Belt Width (mm)	Grain or Free Flowing Material	Run-of-mine, Crushed Coal and Earth	Hard Ores and Stone
400	2.0	1.5	-
450	2.5	2.25	1.75
500	3.0	2.25	1.75
600	3.0	2.5	2.25
650	3.25	2.75	2.50
750	3.5	3.0 - 3.5	2.75
800	3.75	3.0 - 3.5	2.75
900	4.0	3.0 - 3.5	3.0
1000	4.0	3.0 - 3.5	3.0
1050	4.0	3.0 - 3.5	3.0
1200	4.0	3.25 - 4.0	3.0 - 3.5
1350	4.5	3.25 - 4.0	3.0 - 3.5
1400	4.5	3.25 - 4.0	3.0 - 3.5
1500	4.5	3.25 - 4.0	3.0 - 3.5
1600	5.0	3.75 - 4.25	3.25 - 4.0
1800	5.0	3.75 - 4.25	3.25 - 4.0
2000	-	3.75 - 4.25	3.25 - 4.0
2200	-	3.75 - 4.25	-

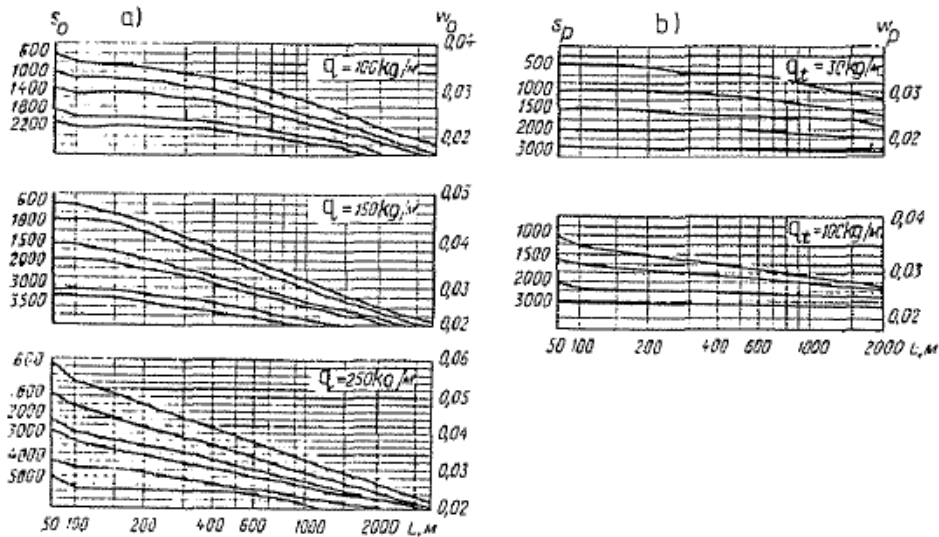
NOTE: There is a worldwide tendency to use increased belt speeds wherever possible. For example, brown coal is handled at speeds over 7.5 m/s and in Australia, iron ore at speeds over 5 m/s. Such higher speeds and those shown under run-of-mine coal, crushed coal and earth in the above table demand special attention to the design and maintenance of loading, transfer and discharge points.

Табела 6.8. Општи коефицијент отпора кретању траке

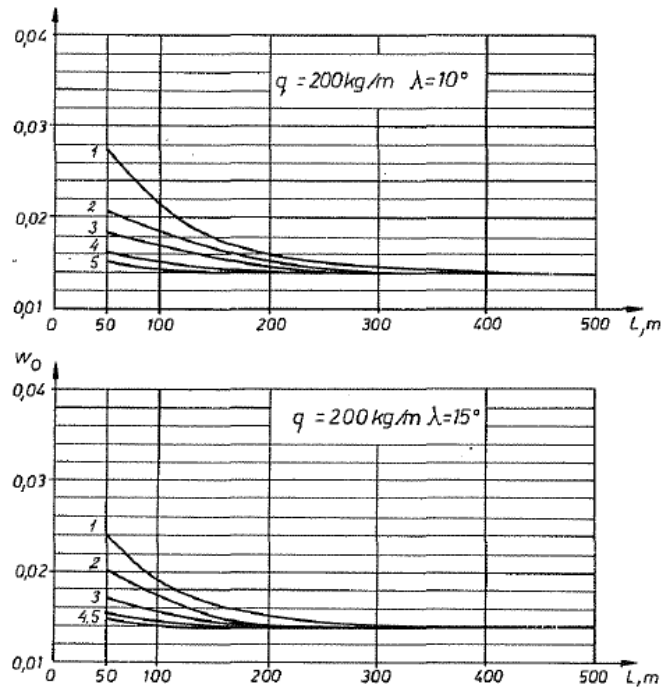
Услови рада	Радови:	
	подземни	површински
Врло добро стање транспортера, чиста атмосфера, стационарни снажни транспортер.	$w_0 = 0,020 \div 0,022$ $w_p = 0,040 \div 0,050$ $w = 0,024 \div 0,026$	0,018 ÷ 0,020 0,030 ÷ 0,040 0,020 ÷ 0,024
Добро стање транспортера, мала прљавштина или мала количина абразивне површине, стационарни транспортер.	$w_0 = 0,025 \div 0,030$ $w_p = 0,050 \div 0,070$ $w = 0,030 \div 0,036$	0,020 ÷ 0,022 0,040 ÷ 0,050 0,024 ÷ 0,026
Добро стање транспортера, јако прљаво или запрашена атмосфера, полустационарни транспортери.	$w_0 = 0,030 \div 0,035$ $w_p = 0,070 \div 0,080$ $w = 0,036 \div 0,042$	0,022 ÷ 0,025 0,040 ÷ 0,050 0,060 ÷ 0,030
Задовољавајуће стање транспортера, јако запрљано или запрашена атмосфера, померљиви транспортери.	$w_0 = 0,035 \div 0,040$ $w_p = 0,080 \div 0,090$ $w = 0,042 \div 0,054$	0,025 ÷ 0,028 0,05 ÷ 0,060 0,030 ÷ 0,034
Напомена. Наведене најмање количине w_p могу се применити за праве ваљке.		

Табела 6.9. Величине коефицијента w_o и w_p у зависности од дужине и подужног оптерећења

Дужина L, m	Подужно оптерећење, $q_n^0 = q_k + q_l + q_o$, kg/m								
	100	150	200	250	300	350	400	500	600
50	0,036	0,046	0,050	0,052	0,055	0,056	0,056	0,060	0,062
100	0,036	0,044	0,048	0,052	0,050	0,050	0,050	0,054	0,058
200	0,034	0,042	0,044	0,046	0,044	0,044	0,044	0,046	0,050
300	0,032	0,036	0,040	0,042	0,038	0,038	0,038	0,042	0,044
400	0,032	0,036	0,038	0,038	0,036	0,036	0,036	0,038	0,040
500	0,030	0,035	0,036	0,036	0,034	0,034	0,034	0,036	0,038
600	0,030	0,034	0,034	0,034	0,032	0,030	0,030	0,032	0,032
700	0,028	0,032	0,032	0,032	0,030	0,028	0,028	0,030	0,030
1000	0,026	0,030	0,030	0,028	0,026	0,026	0,026	0,028	0,030
1500	0,024	0,026	0,026	0,024	0,022	0,024	0,024	0,026	0,028
2000	0,022	0,024	0,023	0,022	0,020	0,020	0,022	0,024	0,027
3000	0,018	0,019	0,020	0,020	0,020	0,020	0,022	0,024	0,026
5000	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,019	0,022	0,023	0,025
q_u^p , kg/m	Дужина транспортера L, m								
	100	300	400	500	600	700	1000	1500	2000
15	0,038	0,036	0,034	0,034	0,034	0,032	0,032	0,031	0,30
30	0,036	0,036	0,034	0,034	0,034	0,032	0,031	0,030	0,30
50	0,040	0,038	0,038	0,038	0,036	0,036	0,033	0,031	0,30
100	0,040	0,034	0,034	0,034	0,032	0,031	0,030	0,030	0,30



Слика 6.7. Зависност а) w_o и б) w_p – од затезне силе S , дужинског оптерећења и дужине транспортера



Слика 6.8. Зависност w_0 од нагиба транспортне путање (бројеви поред кривих означавања затезних сила: $t = S_1 = 10 \text{ kN}$; ... $5 = S_5 = 50 \text{ kN}$)

Табела 6.10. Коefицијенти чврстине настављене траке

Начин настављања крајева	Коefицијенти чврстине настављања, K_y
Веза проширивањем	0,50 – 0,55
Закивањем и копчама, зглобна веза (веза са петљама)	0,55 – 0,60
Стезним завртњевима	0,65 – 0,70
Хладним лепљењем	0,75 – 0,80
Вулканизацијом	0,80 – 0,85

Табела 6.10а. (K. P. Shah, 2018)

Minimum safety factors required at a belt joint for different operating conditions are as under (as per ContiTech, Germany and DIN).

Operating Condition	Continuous (S)	Temporary (S _t)
Favourable (minimum load cycle strain & bending strain)	6.7	4.5
Normal	8.0	5.4
Unfavourable (high load cycle strain & bending strain)	9.5	6.4

S: Safety factor during steady state i.e. continuous operation

S_t: Safety factor during temporary load condition (Example: starting / stopping)

Табела 6.11. Најбитнији подаци за ужетне траке

Тип траке	Затезна чврстина, N/mm	Пречник ужета, mm	Маса * ¹ траке, kg/m ²	Ширина траке, mm	Дебљина * ² омотача, mm
St 1600	1800	5,5	13,0	800	4+4
St 1800	1800	5,5	15,2	800	4
St 2000	200	5,5	15,8	800	4
St 2250	2250	5,5	16,5	800	4
St 2500	2500	6,9	18,6	1000	5
St 2800	2800	6,9	19,9	1000	5
St 3150	3150	7,9	22,5	1250	5,5
St 3500	3500	7,9	24,0	1250	5,5
St 4000	4000	8,9	27,0	-	6,5
St 4500	4500	9,6	30,9	1400	7
St 5000	5000	10,4	33,6	1600	7,5
St 5600	5600	11,4	38,4	1600	8,0
St 6300	6300	12,0	40,9	1800	8,5
St 7100	7100	12,6	47,6	1800	9,0+9,0

*1 Маса је дата без гуменог омотача
*2 За сваки mm омотача маса се повећава за 1,15 kg/m²

Табела 6.12. Максимална ширина траке у mm за нагиб бочних и струковних језгра

Нагиб бочних ваљака, степени			Тип уложака и затезна чврстина, N/mm			
45	30	20	EP 160	EP 250	EP 400	EP 630
1000	800	650	1000/6	1250/5	1600/4	2000/3
1200	1000	800	-	1600/6	2000/5	2500/4
1400	1200	1000	-	-	2500/6	3150/5
1800	1400	1200	-	-	-	4000/6

Табела 6.13. Број уложака према врсти материјала, ширини траке и нагиба бочних ваљака

Материјал улошка			Нагиб бочних ваљака	Ширина траке (mm)				
Полиестер	Винилон	Најлон		800	1000	1200	1400	1600÷3000
EP -125			20	6	8	8	8	9
		VF -100	NF -200	30	5	7	7	8
		VF -160		45	4	5	6	7
EP -160			20	5	7	8	8	9
		VF -200	NF -300	30	4	6	7	7
		VF -250		45	3	5	6	6
EP -200			20	4	6	7	7	8
		VF -300	NF -400	30	4	5	6	6
				45	3	4	5	5
EP -250			20	4	5	6	7	7
		-	NF -500	30	4	4	6	6
				45	3	4	5	5
EP -315			20	4	5	6	7	7
		-	NF -500	30	4	4	6	6
				45	3	4	5	5
-			20	2	4	5	6	7
		-	NF -600	30	-	3	4	5
				45	-	2	3	4

Табела 6.13.а. Коефицијенти сигурности на кидање

Врста прежива	Број уложака	Коефицијент сигурности	
		за хоризонталну траку	за траку под нагибом
Памучно	3-5	10	11-12
Синтетичко	3-8	9	10
Памучно	5-7	11	12-13
Челична ужад	-	8	9

Табела 6.13.б. Стандардне вриједности коефицијента сигурности на кидање

Норматив	Руски		ЈУС		ДИН	22101
Врста предива	z	K_s	z	K_s	z	K_s
Синтетичко	3-8	9	3-5	11	-	-
Синтетичко	-	-	6-9	12	3-5	11
Синтетичко	-	-	-	-	6-9	12
Памучно	3-5	10	-	-	10-14	13
Памучно	5-7	11	-	-	-	-

Табела 6.14. Прелазне дужине траке у mm

Ширина траке, mm	ТИП ЈЕЗГРА ТРАКЕ:							
	ТЕКСТИЛНО				ОД ЧЕЛИЧНИХ УЖАДИ			
	НАГИБ БОЧНИХ ВАЉАКА, СТЕПЕНИ							
	20	30	35	45	20	30	35	45
1000	0,95	1,35	1,60	2,00	1,85	2,70	3,15	4,05
1200	1,10	1,60	1,90	2,40	2,20	3,25	3,80	4,85
1400	1,30	1,90	2,20	2,80	2,55	3,80	4,45	5,65
1600	1,45	2,15	2,55	3,20	2,95	4,30	5,05	6,45
1800	1,65	2,45	2,85	3,60	3,30	4,85	5,70	7,25
2000	1,85	2,70	3,15	4,00	3,65	5,40	6,35	8,05

Табела 6.15. Прелазне дужине транспортера

Нагиб бочних ваљака, степени	Искоришћење затезне силе, %	Врста траке:	
		текстилна	ужетна
20	Преко 90	0,95	2,05
	60 - 90	0,85	1,65
	Испод 60	0,65	1,05
35	Преко 90	1,65	3,45
	60 - 90	1,35	2,65
	Испод 60	1,05	1,85
45	Преко 90	2,05	4,05
	60 - 90	1,65	3,25
	Испод 60	1,35	2,55

Напомена: Б - укупна површина траке

Табела 6.15а . Формуле за прорачун прелазне дужине

Степен сигурности	Прелазна дужина у m:	Критеријум
$K_{sx} < \frac{K_{smin}}{\frac{b_b}{B}}$	$L_p \geq B\beta \sqrt{\frac{K_{smin} \cdot K_{sx}}{K_{sx} - K_{smin}}} K_e \cdot K_{n1}$	Истежање ивица
$K_{sx} \geq \frac{K_{smin}}{\frac{b_b}{B}}$	$L_p \geq B\beta \sqrt{K_{sx} \cdot K_e \cdot K_{n2}}$	Задебљање траке
$K_{sx} \geq 3K_{smin}$	Дужина окретања траке $L_o \geq \pi B \sqrt{K_{sx} \frac{K_e}{12}}$	Задебљање траке
$K_{sx} < 3K_{smin}$	$L_o \geq \pi B \sqrt{\frac{K_{sx} K_{smin}}{K_{sx} - K_{smin}} \cdot \frac{K_e}{6}}$	Истежање ивица

Коефицијенти K_{n1} и K_{n2} износе: $K_{n1} = (b_b \cdot B)^2 \cdot (b_b \cdot B)^3 = m^2 - m^3$;
 $K_{n2} = (b_b \cdot B)^3 = m^3$ где је m- коефицијент коритастости $m = b_b \cdot B = 0,33$
 K_e – коефицијент еластичности траке, сл. 7.8

Табела 6.16. Коэффициент изједначења истезања траке

Узрок деформације и услови:	Врста језгра	
	челично	текстилно
Нормални услови	150	60
Прелазак траке из коритастог у раван положај и обрнуто	0 ÷ 100	0 ÷ 15
Превртање траке или коритастих ваљака испред повратног бубња	100 ÷ 150	15 ÷ 60
Велико трење на повратним бубњевима	120 ÷ 150	30 ÷ 60

Табела 6.16а Формуле за прорачун радијуса конкавне кривине

Степен сигурности	Радијус кривина траке у m:	Критеријум
$K_{sx} \geq \frac{K_{smin}}{0,33}$	$R_{ki} \geq \frac{K_{sx} \cdot K_{smin}}{K_{sx} - K_{smin}} \cdot 2 \sin \beta \left(b_b - \frac{b_b^2}{B} \right) K_e$	Истежање ивица
$K_{sx} \geq \frac{K_{smin}}{0,33}$	$R_{ki} \geq K_{sx} \cdot 2 \sin \beta \frac{b_b}{B} K_e$	Задебљање траке
$K_{sx} < 2K_{smin}$	$R_{kk} \geq K_{sx} \cdot 2 \sin \beta \left(b_b - \frac{b_b^2}{B} \right)$	Истежања ивица
$K_{sx} \geq \frac{K_{smin}}{(1 - 0,33)}$	$R_{kk} \geq \frac{K_{sx} K_{smin}}{K_{sx} - K_{smin}} \cdot 2 \sin \beta \frac{b_b^2}{B} K_e$	Задебљање траке
$K_{sx} < 2K_{smin}$	$R_h \geq B \frac{K_{sx} K_{smin}}{K_{sx} - K_{smin}} K_e$	Истежање траке
$K_{sx} \geq 2K_{smin}$	$R_h \geq B K_{sx} K_e$	Задебљање траке

Табела 6.16.б.

Belt Width (mm)	Trough Angle for Textile Belts			Trough Angle for Steel Cord Belts	
	20°	30°	45°	30°	45°
500	6.5	9.3	13.5	30.0	-
650	8.5	12.5	17.5	40.0	-
800	10.5	15.0	21.0	48.5	68.5
1000	13.0	19.5	27.0	62.0	88.0
1200	16.0	23.0	32.0	74.5	104.0
1400	18.5	27.0	38.0	87.0	123.0
1600	21.0	31.0	44.0	100.0	141.0
1800	24.0	35.0	50.0	113.0	160.0
2000	26.5	39.0	55.0	125.0	177.0
2200	30.0	44.0	62.0	140.0	198.0

Табела 6.16.в

As per Metso Minerals (Internet: www.metsominerals.com), for textile conveyor belts, standard values for minimum curve radii in mm should be as per the following table.

Troughing Angle in Degree	20	25	30	35	40	45
Concave Curve Radii in mm	14×B	17×B	21×B	24×B	27×B	30×B
Convex Curve Radii in mm	20×B	30×B	40×B	45×B	50×B	55×B

B = Belt width in mm

Табела 6.17. Вриједност средње масе комада материјала

Материјал	Маса максималног комада материјала шестоугаоног облика у kg за максималну величину комада, mm							
	100	200	300	400	500	600	700	800
Мрки угаљ, кокс, камени угаљ	0,15	1,5	4,5	10	20	35	55	80
Со, шљака	0,25	2,0	6,5	15	30	50	80	120
Шљунак, креч	0,3	2,5	8,5	20	40	70	105	160
Јаловина, камен	0,4	3,0	10,5	25	50	85	135	200
Руда гвожђе	0,55	4,5	14,5	35	70	120	185	280

Табела 6.18. Избор типа траке у зависности од величине оптерећења утоварног пункта

Енергија пада	Издржљивост траке у N/mm за спољне особине материјала					
	А		В		С	
E_k, Nm	(EP)	(St)	(EP)	(St)	(EP)	(St)
<10	<315		<400	<630	<630	<1000
10-100	315-400		400-630	630-800	630-800	1000-3150
100-500	400-630	<630	630-1000	800-1250	800-2000	3150-4000
500-1000	630-800	630-800	1000-1600	1250-2000	2000-2500	>4000
1000-2000	800-1250	800-1250	1600-2500	2000-3150		
2000-4000	1250-2000	1250-2000		3150-4000		
4000-6000	2000-2500	2000-2500		>4000		
6000-10000		2500-3150				
>10000		>3150				

А – материјал без оштрих ивица, мек (лак) на пример, мрки угаљ
 В – материјал са комадима нерегуларних облика и ивица (на пример, лапорац) средње тврд
 С – материјал са оштрим ивицама, тврд (на пример, гранит)

Табела 6.19. Дебљина гумене облоге у зависности од особина терета

Врсте терета	Дебљина облоге	
	h_g, mm	h_d, mm
Угљена прашина и други слични материјали	1,5	1,0
Песак, цемент, ситнији камени угаљ и слични материјали са $\gamma \leq 2 t/m^3$ и $a_{max} \leq 60 mm$	1,5 до 3,0	2,0
Средње крупни камени угаљ, брикет и слични материјали са $\gamma_n \leq 2 t/m^3$ и $a_{max} \leq 160 mm$	3,0	2,0
Шљунак, туцаник, камен и сл. Терет који јаче хаба траку	4,0 до 5,0	2,0
Руде, еруптивне стене и други груби материјали крупноће $a_{max} \geq 100 mm$ и $\gamma_n > 2 t/m^3$	6,0 до 8,0	2,0 до 3,0

Табела 6.20. Утицај фреквенције обртања траке на хабање омотача

Услови рада утоварног места	Хабање s_z, mm у односу на 100.000 кружења траке за материјале групе		
	1	2	3
Повољни	0,4	0,6	1,4
Нормални	0,8	1,4	2,4
Тешки	1,6	2,6	4,0

Табела 6.21. Зависност дебљине омотача од особине терета

Врста материјала и димензија комада, mm	Дебљина носеће облоге h_g, mm за циклус кружења траке $t_{co} = 2 L/v, s$				
	12	36	60	120	> 240
Мало абразиван (ситан шљунак, ситан угаљ)					
0 – 50	2,0	1,5	1,5	1,5	1,5
50 – 150	2,5	2,0	2,0	2,0	2,0
> 150	4,0	3,5	2,5	2,5	2,5
Средње абразиван (угаљ, шодер, шодер са оштрим ивицама)					
0 – 50	3,0	2,0	2,0	2,0	2,0
50 – 150	3,5	3,0	2,5	2,5	2,5
> 150	4,0	4,0	3,0	3,0	2,5
Врло абразиван (кокс, руде-минерали, материјал са стенама, стене)					
> 150	10,0	8,0	6,0	6,0	6,0

Табела 6.22. Карактеристике материјала у утоварног мјеста

Група материјала	Услови рада утоварног места
1. Зрнасти: 0-50 mm, велике количине ситних зрна, мала густина, материјал са малим хабањем	Повољни: до 0,5 m висине пада, релативно мала брзина, пригушивање особина пријема материјала, додатна решења за смањење хабања
2. Средње крупни комади: 50-150 mm, нормална расподела комада, средња густина материјала	Нормални: пад од 0,5 до 2,5 m, релативно средња брзина, оптимални услови вођења материјала
3. Крупни комади: 150-400 mm, велика густина материјала, материјал приближне величине, са оштрим ивицама, врло абразиван	Тешки: пад > 2,5 m, релативно велика брзина, недостатак пригушивања и тачно вођења материјала

Табела 6.23. Пречници ваљака

Држава	Стандардни пречник ваљка, mm: за В у mm				
	800	1000	1200	1400	до 2000
САД	$\frac{114}{127}$	127	152	152	178
Енглеска	127	152	152	152	178
Француска	133	133	150	-	-
Русија	159	159	159	159	159
Немачка	$\frac{89}{108}$	108	133	159	$\frac{133}{159}$
Чешка	$\frac{89}{108}$	$\frac{108}{133}$	133	$\frac{133}{159}$	191

Табела 6.24. Препоручени пречници ваљака

Карактеристике терета	γ_n t/m ³	Пречник ваљка за В у mm			
		800	1000 1200	1400	1600 2000
Зрнаст и ситнокомадаст $a < 60$ mm	< 1	108	133	159	178
Зрнаст и средњекомадаст $a = 61 - 160$ mm	1,1 - 2	133	159	178	178
Средње и крупнокомадаст $a > 160$ mm	> 2	133	159	178	194

Табела 6.25. Дужине ваљака у слогу

Врста слога	Ширина траке у mm:						
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Једноваљкасти	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200
Троваљкасти	315	380	465	530	600	670	750
Петоваљкасти	165	205	250	290	340	380	420
Врста слога	Ширина траке у mm:						
	2000	2400	2600	2800	3000	3200	
Једноваљкасти	2500	2800	-	-	-	-	
Троваљкасти	800	900	950	1050	1120	1150	
Петоваљкасти	460	500	540	580	640	670	

Табела 6.26. Мјере у mm за уградњу фиксираног ваљка

Изведба	Пречник осовине	Ознака лежаја		Горњи ваљци			Доњи ваљци		
		нова	стара	а	б	в	а	б	в
1	20	20VCO2	6204	15	10	13	15	12	15
2	25	25VCO3	6305	18	10	13	18	12	15
3	30	30VCO3	6306	22	10	13	22	12	15
4	40	40VCO3	6308	32	12	16	32	14	18
5	50	50VCO3	6310	32	12	16	32	14	18

Табела 6.27. Основни подаци о глатким фиксираним ваљцима

Пречник ваљка, mm	Ширина траке, mm	Изведба	Горњи ваљци			Изведба	Доњи ваљци		
			Дужина mm	Маса, kg			Дужина mm	Маса, kg	
				обртна	укупна			обртна	укупна
180	1000		380	6,00	7,30		1150	14,01	17,00
	1200	1	465	6,87	8,43	1	1400	16,58	20,81
	1000		380	6,78	8,65		1150	14,70	19,79
	1200	2	465	7,65	9,88	2	1400	17,28	23,40
133	1200		465	9,88	12,20		1400	21,74	27,85
	1400	2	530	10,81	13,11	2	1600	24,30	31,24
	1400		530	9,49	13,25		1600	23,19	33,71
	1600	3	600	10,39	14,59	3	1800	29,79	37,53
159	1200		465	11,42	14,40		1400	27,41	32,29
	1400	3	530	12,53	15,92	3	1600	30,83	36,97
	1400		530	12,88	19,82		1600	31,27	49,76
	1600	4	600	14,08	21,78	4	1800	34,59	55,36
194	1400		530	20,3	26,5		1600	47,4	64,8
	1600	4	600	22,0	29,0	4	1800	52,5	71,9
	1800		670	23,8	31,5		2000	57,5	79,1
	2000	5	750	25,8	34,4	5	2200	62,6	86,2

Табела 6.28. Основни елементи доњих фиксираних ваљака

Мере (mm)						Маса, kg		Мере (mm)						Маса, kg	
d _γ	d _{γi}	d	l _γ	l ₁	l ₂	укупна	обртна	d _γ	d _{γi}	d	l _γ	l ₁	l ₂	укупна	обртна
			530	540	560	12,2	9,30				670	680	700	21,2	16,40
			670	680	700	13,7	10,50				750	760	780	22,7	17,40
		25	950	960	980	19,0	14,00			30	900	910	930	25,9	19,60
			1150	1160	1180	22,8	17,00				1000	1010	1030	28,9	22,00
			1400	1410	1430	27,4	20,30				1100	1110	1130	30,7	23,20
159	89		530	540	560	13,1	9,20	194	108		1400	1410	1430	37,5	28,10
			670	680	700	15,2	10,40				670	680	700	21,4	16,20
			750	760	780	16,9	11,60				750	760	780	22,7	17,20
		30	900	910	930	20,3	14,00				900	910	930	25,6	19,40
			950	960	980	20,5	14,00				1000	1010	1030	28,4	21,80
			1150	1160	1180	24,7	16,90				1100	1110	1130	30,1	23,00
			1400	1410	1430	29,6	20,60				1400	1410	1430	36,3	27,90

Табела 6.29. Дводелни висећи слогови ваљака са дисковима

Ширина траке (mm)	Дужина ваљка (mm)	Пречник ваљка (mm)	ПРЕЧНИК ОСОВИНЕ, mm											
			20			25			30			40		
			хориз. дужина (mm)	маса, kg:		хориз. дужина (mm)	маса, kg:		хориз. дужина (mm)	маса, kg:		хориз. дужина (mm)	маса, kg:	
			обртна	укупна	обртна	укупна	обртна	укупна	обртна	укупна	обртна	укупна		
1000	600	120	-	12,52	16,21	-	-	-	-	-	-	-	-	
		180	1329,4	29,84	34,03	1477,3	31,26	28,03	1477,3	27,60	40,08	-	-	
1200	710	120	-	14,20	18,53	-	-	-	-	-	-	-	-	
		180	1541,9	32,64	37,49	1689,3	34,04	41,71	1689,3	32,40	44,24	-	-	
1400	800	180	-	-	-	1863,7	37,40	45,83	1863,7	35,76	48,76	1895,7	36,78	60,34
1600	900		-	-	-	2056,9	39,96	49,25	2056,7	38,34	52,60	2088,9	39,36	65,08
1800	1000		-	-	-	-	-	-	2250,0	41,96	57,48	2282,1	42,98	70,88
2000	1100		-	-	-	-	-	-	2443,2	44,50	61,30	2475,3	45,52	75,63
Димензије, mm			a	b	t	a	b	t	a	b	t	a	b	t
			12,5	50	25,4	20	105	38,1	20	105	38,1	25	105	50,8

Напомена: прве две дужине имају по 9 дискова, друге две по 10 и треће две дужине по 11 дискова

Табела 6.30. Главни подаци за висеће тродјелне глатке ваљка

Ширина траке (mm)	Дужина ваљка (mm)	Пречник ваљка (mm)	ПРЕЧНИК ОСОВИНЕ, mm											
			25			30			40			50		
			Дужина слога (mm)	маса, kg:		Дужина слога (mm)	маса, kg:		Дужина слога (mm)	маса, kg:		Дужина слога (mm)	маса, kg:	
обртна	укупна	обртна		укупна	обртна		укупна	обртна		укупна				
1000	380	108	1466,2	20,34	27,48	1466,2	17,85	28,96	1501,6	19,38	40,52	1589	-	-
		133		36,04	33,18		22,71	33,82		25,62	46,76		31,89	70,26
		159		33,84	40,35		29,51	39,88		30,93	52,04		39,75	78,06
1200	465	108	1721,2	22,95	31,17	1721,2	20,46	33,19	1756,6	22,02	45,92	1844	-	-
		133		29,64	37,56		25,98	38,71		28,89	52,82		35,16	79,17
		159		38,19	45,78		34,26	45,88		35,31	59,18		44,10	88,08
1400	530	133	1916,2	32,45	40,86	1916,2	28,47	42,43	1951,6	31,38	57,44	2039	37,65	69,45
		159		41,55	49,92		37,59	50,44		38,64	64,64		47,46	79,26
		194		54,90	63,93		36,40	69,19		60,90	84,68		-	-
1600	600	133	2126,2	-	-	2126,2	31,17	46,45	2161,6	34,08	62,39	2249	40,35	73,71
		159		-	-		41,19	55,36		42,24	70,52		51,03	84,41
		194		63,30	69,26		61,80	75,76		66,40	92,18		-	-
1800	670	133	2336,2	-	-	2336,2	33,84	50,47	2371,6	36,75	67,37	2459	43,01	78,00
		159		-	-		44,76	60,28		45,81	78,41		54,63	89,58
		194		65,40	76,93		66,90	82,42		71,40	66,9/		-	-
2000	750	133	-	-	-	2576,2	-	-	2611,6	39,84	33,07	2699	46,08	81,86
		159		-	-		-	-		49,92	43,09		58,74	95,51
		194		-	-		73,20	89,89		77,41	78,38		-	-
Димензије, mm			a	b	t	a	b	t	a	b	t	a	b	t
			20	105	38,1	20	105	38,1	20	105	38,1	20	105	50,8

Табела 6.31. Главни подаци за висеће нетоваљкасте глатке слоге

Ширина траке (mm)	Дужина ваљка (mm)	Пречник ваљка (mm)	ПРЕЧНИК ОСОВИНЕ, mm								
			30			40			50		
			Дужина слога (mm)	маса, kg:		Дужина слога (mm)	маса, kg:		Дужина слога (mm)	маса, kg:	
обртна	укупна	обртна		укупна	обртна		укупна				
1000	210	108	1612,4	20,95	33,57	1713,2	23,55	48,91	1866	-	-
		133		26,95	39,57		31,80	57,11		42,25	86,26
1200	250	133	1812,4	29,55	43,42	1913,2	34,35	61,91	2066	44,80	93,26
		159		38,75	50,67		40,40	67,91		55,15	103,51
1400	300	133	2062,4	32,75	48,17	2163,2	37,55	67,81	2316	48,00	102,06
		159		43,00	56,52		44,70	74,91		59,40	113,31
1600	350	159	2312,4	47,25	62,42	2413,2	48,95	81,91	2566	63,70	123,16
		194		71,50	86,57		78,75	108,11		-	-
1800	400	159	-	-	-	2663,2	53,25	88,91	2816	67,95	132,96
		194		-	-		85,00	117,11		-	-
2000	450	159	-	-	-	2913,2	57,55	95,91	3066	72,25	142,81
		194		-	-		91,25	126,06		-	-
Димензије, mm			a	b	t	a	b	t	a	b	t
			20	105	38,1	20	105	38,1	20	105	50,8

Табела 6.32. k_1 - фактор удара због крупноће материјала

Максимална величина комада, (mm)	Насипна запреминска маса, t/m ³						
	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2
100	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1
150	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1
200	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2
250	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2
300	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3
350	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3
400	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4
450	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4

Табела 6.33. k_2 - фактор стања средине и одржавања

Стање средине:	Одржавање		
	добро	делимично	лоше
чиста	1,00	1,08	1,11
просечна	1,06	1,10	1,13
прљава	1,09	1,12	1,15

Табела 6.34. k_3 фактор режима рада

Рад дневно:	фактор
мање од 5 сати	0,8
6 – 9 сати	1,0
10 – 15 сати	1,1
преко 15 сати	1,2

Табела 6.35. k_4 - фактор утицаја брзине

Брзина m/s	Пречник ваљка, mm			
	102	127	152	178
1,5	0,90	0,85	0,83	0,81
2,0	0,95	0,91	0,88	0,85
2,5	0,99	0,95	0,92	0,88
3,0	1,03	0,98	0,95	0,92
3,5	1,05	1,01	0,98	0,95
4,0	-	1,04	1,00	0,97
4,5	-	1,06	1,02	1,00
5,0	-	-	1,05	1,02

Табела 6.36. Номинална оптерећења ваљака у kg за тип C÷E

Ширина траке, mm	Нагиб бочних ваљака. степени			Повратни ваљци
	20	35	45	
Номинално оптерећење за тип C				
1000	385	60	345	65
1200	360	35	325	55
1400	340	315	315	Тип D
1600	315	295	285	Тип D
Номинална оптерећења за тип D				
1000	540	590	540	270
1200	540	540	540	190
1400	540	505	490	170
1600	520	480	470	127
1800	475	400	420	70
Номинална оптерећења за тип E				
1000	816	816	816	45
1200	816	816	816	453
1400	816	816	816	420
1600	816	816	816	385
1800	816	816	816	315
2100	816	760	735	250
2400	790	730	710	180

Табела 6.37. Подаци за улошке разних материјала

Врста предива	Ознака	Чврстоћа на истезање, N/mm			Дебљина улошка, mm	Маса улошка, cca kg/m ²
		номинална	основе	потке		
Памучно предиво	B	18	18	15	0,7	0,85
	B	35	35	20	1,0	1,15
Улошци од памучног предива и целулозних влакана	BZ	50	50	0	1,2	1,44
	BZ	60	60	35	1,5	1,57
	BZ	80	80	45	1,65	1,97
Језгро из целулозних влакана	Z	90	90	40	1,3	1,58
Улошци од полиестера	E	100	100	40	1,0	1,70
Улошци од полиестера и полиамида	EP	100	100	40	1,1 (1,0)	1,65 (1,2)
	EP	125	125	50	1,15 (1,0)	1,85 (1,2)
	EP	160	160	65	1,30 (1,2)	1,97 (1,3)
	EP	200	200	80	1,40 (1,2)	2,13 (1,3)
	EP	250	250	80	1,60 (1,4)	2,13 (1,5)
	EP	315	315	80	1,85 (1,5)	2,40 (1,7)
	EP	400	400	100	2,15 (1,8)	2,98 (2,0)
	EP	500	500	100	2,50 (2,3)	3,24 (2,6)
	EP	630	630	100	2,75 (2,8)	3,52 (3,2)

Табела 6.37. а. Минималне прекидне чврстоће трака и минималне димензије облога DIN 22131

Belt Type	Min. Breaking Load N/mm	Cord Diameter d max. mm	Cord Division t ± 1.5 mm	Min. Cover Thickness mm
St 1000	1000	4.1	12	4
St 1250	1250	4.9	14	4
St 1600	1600	5.6	15	4
St 2000	2000	5.6	12	4
St 2500	2500	7.2	15	5
St 3150	3150	8.1	15	5.5
St 3500	3500	8.6	15	6
St 4000	4000	8.9	15	6.5
St 4500	4500	9.7	16	7
St 5000	5000	10.9	17	7.5
St 5400	5400	11.3	17	8

Табела 37.б. Минималне облоје према дебљине каркаса и пречнику бубња

Belt Type	Cord Diameter mm	Min. Drive Pulley Diameter mm	Min. Cover Thickness mm
St 500	2.9	500	3
St 630	2.9	500	3
St 800	3.6	630	3
St 1000	4.0	630	3
St 1120	4.0	630	3
St 1250	4.8	630	3
St 1400	4.0	630	3
St 1600	5.5	800	4
St 1800	5.5	800	4
St 2000	5.5	800	4
St 2250	5.5	800	4
St 2500	7.1	1000	5
St 2800	7.1	1000	5
St 3150	7.9	1250	5.5
St 3500	8.4	1250	5.5
St 4000	8.9	1250	6.5
St 4500	9.6	1400	7
St 5000	10.7	1600	7.5
St 5400	11.2	1600	8
St 6300	12.3	1800	8.5
St 7100	13.1	1800	9

Note: For more information, please contact ContiTech, Germany.

Табела 6.38. Редуковане масе терета

Ширина траке, mm	Дебљина траке, mm	Редуковане масе у kg/m:		
		q _o	q _p	укупна m _u
1000	17	20	18	69
1200	17	24	21	90
1400	18	37	33	114
1600	18	41	37	130
1800	20	47	43	154
2000	20	52	47	174

Напомена: q_o и q_p су редуковане масе обртних делова ваљка оптерећене и повратне стране, а m_u – претходне сумиране са двоструком масом текстилне траке.

Табела 6.39. Растојање између слојева горњих ваљака

γ _n t/m ³	Растојање између ваљака l _o , m				
	800	1000	1200	1400-1600	1800-2000
≤ 1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1
1,5 – 2	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0
> 2	1,2	1,1	1,1	1,0	0,9

Табела 6.39а.

Sandvik Mining and Construction suggests the following idler spacing.

Belt Width (mm)	Suggested Idler Spacing (m), Trough Idler						Return Idler
	Material Bulk Density (Kg/m ³)						
	500	800	1200	1600	2400	3200	
350	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
400	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
450	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
500	1.7	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	3.0
600	1.5	1.4	1.4	1.4	1.2	1.2	3.0
650	1.5	1.4	1.4	1.4	1.2	1.2	3.0
750	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
800	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
900	1.5	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	3.0
1,000	1.4	1.4	1.2	1.0	1.0	1.0	3.0
1,050	1.4	1.4	1.2	1.0	1.0	1.0	3.0
1,200	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	0.9	3.0
1,350	1.4	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1,400	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	3.0
1,500	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.9	3.0
1,600	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.8	3.0
1,800	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	0.8	3.0
2,000	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	0.8	3.0
2,200	1.0	1.0	1.0	0.8	0.8	0.6	3.0
2,400	1.0	1.0	0.9	0.8	0.8	0.6	3.0
2,500	1.0	1.0	0.9	0.6	0.6	0.6	3.0

Табела 6.40. Износи константе C_s за одређивање динамичких удара

Гранулација материјала	Врсте ваљка:	
	фиксирани	висећи
Ситни материјал	0	0
Мали комади у малим количинама	0,005	0
Велики комади на слоју ситног материјала	0,009	0,005
Велики комади без слоја ситног материјала	0,014	0,009
Велики комади масе до 100 kg	0,05	0,020

Табела 6.41. Максималне дозвољене новости ваљака, N

Дужина ваљка (mm)	ПРЕЧНИК ОСОВИНЕ (mm)						
	Фиксирани ваљци				Висећи ваљци		
	20	25	30	40	30	40	50
315	280	669	1247	-	-	-	-
380	310	532	1084	-	811	1745	-
465	177	418	853	2500	619	1745	-
530	151	361	735	2238	525	1551	2975
600	132	-	637	1942	451	1324	2922
670	-	277	564	1716	394	1156	2539
700	-	-	-	-	375	-	-
750	103	-	498	1515	346	1009	2209
800	-	-	-	-	321	936	-
900	-	-	408	1240	280	816	1776
950	79	189	385	-	-	766	1666
1000	-	-	364	1107	249	723	1544
1050	-	-	-	-	-	684	1485
1100	-	-	330	1000	-	649	1407
1150	64	154	315	-	-	-	-
1250	-	-	-	-	-	562	1218
1400	-	126	255	748	-	496	1074

Табела 6.42. Статичка и динамичка носивост ваљка

Пречник осовине, (mm)	Дужина рукавца за (mm) ваљак		Статичка F_{st} и динамичка F_d носивост, kN за:			
	фиксиран	висећи	носеће ваљке		ваљке на претовару*	
			F_{st}	F_d	F_{st}	F_d
20	40	-	6,20	12,70	-	-
25	41,5	-	11,40	22,50	-	-
30	42,5	65	14,60	28,10	-	-
40	42,5	72	22,40	41,00	55,00	82,80
50	-	82,5	36,00	61,80	81,50	120,00
60	-	86	-	-	114,00	161,00

*Ваљци са дворедним кугличним лежајевима

Табела 6.43. Величине динамичког фактора

Гранулација материјала	Динамички фактор f_{din} при:	
	транспорту	утовару
Ситнозрнасти материјал	1,10	1,25
Откопана ископина са коадима масе до 20 kg	1,25	1,75
Комадаста руда са коадима масе до 60 kg (5%)	1,50	2,00
Исто са учешћем комада до 20%	1,75	2,50
Комадаста руда са коадима до 100 kg (5%)	2,00	3,00
Исто са учешћем комада до 20%	2,50	3,50

Табела 6.44. Основни подаци о нормалним чланцима носеће конструкције

Ширина траке В (mm)	Запрем. маса (t/m^3)	Угао нагиба бочних ваљака β (°)	Уздужни носач	ДИМЕНЗИЈЕ (mm)											Маса, kg		
				А	А ₁	Е	Ф	Ф ₁	Н	Н ₁	М	б	h	h ₁	А 532	Д 532	
1000	1	30	8	1350	1550	1450	390	610	1000	600	1306	220	161	280	226	331	
	1006								168				272		366		
	1016								178				345		426		
1200	1	30	10	1600	1800	1700	475	680	1164	700	1516	220	183	280	305	410	
	1174								193				380		470		
	1188								207				472		546		
1400	1	30	10	1800	2000	1900	540	760	1206	700	1756	250	193	280	353	461	
	1220								207				454		546		
	1228								215				528		602		
1600	1	30	12	2050	2250	2150	610	910	1363	800	1966	250	215	280	475	583	
	2								14				633		724		
	3								16				753		822		
	1	45	12						335				240		248	609	718
	2		14													653	744
	3		16													773	842
1800	1	30	12	2250	2450	2350	680	1010	1406	800	2180	310	222	280	524	648	
	2								14				751		844		
	3								16				866		947		
	1	45	12						335				248		262	710	833
	2		14													756	859
	3		16													913	992
2000	1	30	14	2600	2800	2700	760	1110	1463	800	2420	335	240	280	726	826	
	2								16				865		1044		
	3								18				1110		1155		
	1	45	14						380				262		264	936	1036
	2		16													985	1065
	3		18													1170	1215

Табела 6.45. Основни подаци о чланцима на мјесту утовара

Ширина траке В (mm)	Запрем. Тежина трансп. γ (t/m^3)	Угао нагиба бочних ваљака β (°)	Уздужни носач (ознака)	ДИМЕНЗИЈЕ (mm)													Маса, kg	
				A	A ₁	E	F	F ₁	H	H ₁	M	b	d	h	h ₁	A 532	D 532	
1000	1	20	8	1350	1370	1310	390	610	929	600	1286	220	17	161	333	173	173	
	2		10						936			250		168	313	208	208	
	3		12						946			178		293	265	265		
	1	30	8						1000			220		161	333	178	178	
	2		10						1006			250		168	310	213	213	
	3		12						1016			178		293	270	270		
1200	1	30	10	1600	1620	1560	475	680	1164	700	1561	220	17	183	393	246	246	
	2		12						1174		250	193		373	305	305		
	3		14						1188		310	207		353	382	382		
1400	1	30	10	1800	1820	1760	540	760	1206	700	1756	250	17	193	373	294	294	
	2		12						1220		310	207		353	379	379		
	3		14						1228		215	333		438	438			
1600	1	30	12	2050	2070	2000	610	910	1363	800	1966	250	17	215	423	400	400	
	2		14						1388		335	240		403	543	543		
	3		16						1396		1970	248		383	648	648		
	1	45	12						1528		2030	240		423	534	534		
	2		14						240		403	563		563				
	3		16						248		383	668		668				

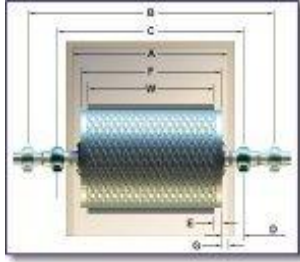
Табела 6.46. Димензије бубњева за текстилне улошке

Ширина траке	Ширина бубња	Пречник бубња у mm							
		250	320	400	500	650	800	1000	1250
800	950	В	В	А, В, С	А, В, С	А, В, С	А, В	-	-
1000	1150	-	В	А, В, С	А, В, С	А, В, С	А, В, С	А, В	-
1200	1400	-	В	В, С	А, В, С	А, В, С	А, В, С	А, В	-
1400	1600	-	В	В, С	А, В, С	А, В, С	А, В, С	А, В, С	А, В

Табела 6.47.

Пречник погонских бубњева код трака са каркасом од челичних ужади						
Тип траке	St-1500	St-2500	St-3150	St-4000	St-5000	St-6000
Пречник бубња, mm	800	800 до 1000	1000 до 1250	1250 до 1600	1600	1600

Табела 6.48 Димензије стандардних бубњева



Ширина траке	Ширина површине	Плоче са жљебовима I/S	Центар лежај		Размак за шире тачке Легенда испод		
			Ширина	Ужа дим	D	E	G
W	F	A	B	C	D	E	G
450	550	650	1000	760	225	50	50
500	600	700	1050	810	225	50	50
600	700	800	1150	1020	225	50	50
750	900	1000	1350	1170	225	75	50
900	1050	1150	1550	1370	250	75	50
1050	1200	1300	1700	1520	250	75	50
1200	1350	1450	1850	1680	250	75	50
1350	1500	1600	2050	1830	275	75	50
1500	1700	1850	2300	1980	300	100	75
1650	1850	2000	2450	2130	300	100	75
1800	2000	2150	2600	2280	300	100	75
2100	2300	2450	2900	2580	300	100	75
2400	2600	2750	3200	2880	300	100	75

Типична анатомија бубња, која показује растојање ослоних тачака код лежајева, растојање ослоних тачака на вратилу и др.

Легенда:

D= Површина бубња-линија кућишта лежајева

E = Ширина бубња у односу на траку

G = Ширина бубња у односу на унутрашњу плочу омотача

Табела 6.49- Минимални пречници бубњева-фабричке траке, mm

Класа траке	Погон и повратни	Усмјеравајући/затезни /X.T. отклони	Ниско затезање отклони и усмјеравајући
160	200	140	140
200	350	250	250
250	400	250	250
315	400	250	250
400	450	300	300
500	500	380	330
630	540	400	350
800	650	450	410
1000	800	570	510
1250	1000	700	640
1600	1250	1000	1000
2000	1400	1000	1000
2500	1600	1200	1000
3150	1800	1400	1200

Табела 6.50. Минимални пречници бубњева за различите класе трака у функцији максимално пројектованог затезања које трпи трака

Број уложака	% затезања	Класа траке											
		200	250	310	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
2	za100	350	400	400	400	450	500	650	750	-	-	-	-
	80	300	350	350	350	400	450	500	600	-	-	-	-
	60	300	300	300	300	350	400	450	500	-	-	-	-
	40	250	250	250	250	300	350	400	400	-	-	-	-
	отклон & усмјерав	250	250	250	250	300	350	400	400	-	-	-	-
3	za100	400	400	400	450	450	500	600	600	750	900	-	-
	80	350	350	350	400	400	450	500	500	650	750	-	-
	60	350	350	350	350	350	400	450	450	500	600	-	-
	40	300	300	300	300	300	350	400	450	450	450	-	-
	отклон & усмјерав	300	300	300	300	300	350	400	400	450	450	-	-
4	za100			500	500	500	500	600	600	750	1000	1100	-
	80			450	450	450	450	500	500	600	850	950	-
	60			400	400	400	400	450	450	500	750	800	-
	40			350	350	350	350	400	400	450	600	650	-
	отклон & усмјерав			350	350	350	350	400	400	450	600	650	-
5	za100				500	500	600	600	750	750	900	1200	1350
	80				450	450	500	500	600	600	750	1000	1150
	60				400	400	450	450	500	500	600	850	900
	40				350	350	400	400	450	450	450	700	750
	отклон & усмјерав				350	350	400	400	450	450	450	700	1350
6	za100					600	600	750	750	900	1050	1050	1350
	80					500	500	600	600	750	900	900	1100
	60					450	450	500	500	600	750	750	900
	40					400	400	450	450	450	600	600	750
	отклон & усмјерав					400	400	450	450	450	600	600	750

Табела 6.51. Минимални пречници бубњева- траке са каркасом од челичне ужади

Чврстоћа траке	Високо затезање на бубњевима, погону, истовару и др	Мало затезање бубњеви, отклони, затезни и др	Усмјеравајући
ST 500	600	500	400
ST 630	700	550	450
ST 800	700	550	450
ST 1000	700	550	450
ST 1250	750	600	500
ST 1600	1050	900	750
ST 2000	1050	900	750
ST 2500	1050	900	750
ST 3150	1200	900	750
ST 4000	1350	1050	900
ST 5000	1500	1200	1050
ST 6300	Према добављачу		

Табела 6.52. Максимална радна затезања према различитим стандардним фабричким тракама

Класа траке	Радно затезање kN/m ширине	Укупна чврстоћа траке kN/m ширине (мин.)	Доступна са датим бројем уложака
160	16,0	160	2
200	20,0	200	2
250	25,0	250	2 3
315	31,5	315	2 3 4
400	40,0	400	2 3 4 5
500	50,0	500	2 3 4 5 6
630	63,0	630	2 3 4 5 6
800	80,0	800	2 3 4 5 6
1000	100,0	1000	3 4 5 6
1250	125,0	1250	3 4 5 6
1600	160,0	1600	4 5 6
2000	200,0	2000	5 6
2500	250	2500	5 6
3150	315	3150	5 6

Напомена: Израчунавање максималног затезања траке, помножити бирану ширину траке са максималном “радним затезањем”, које укључује сигурносни фактор 10:1.

Примјер:

Ширина траке=1,35 m: Максимално радно затезање за класу траке 500= 1,35 x 50 kN/m= 67,5 kN

Табела 6.53. Максимално радно затезање са механичким убрзањем

Број уложака	Фабрички тип	Класа траке											
		200	250	310	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
2	All nylon E.P.	20	25	31,5	40	50	63						
		20	25	28	38	48	53	70	70				
3	All nylon E.P.	20	25	31,5	40	50	63	80	100	-	-		
		20	25	28	40	44	63	78	78	#	#		
4	All nylon E.P.			31,5	40	50	63	80	100	112	-	-	
				28	40	50	63	77	95	#	#	#	
5	All nylon E.P.				40	50	63	80	100	112*	112*	-	-
					40	50	63	70	96	#	#	#	#
6	All nylon E.P.					50	63	80	100	112*	112*	112*	-
						50	63	80	90	#	#	#	#

Напомена:

*= механичко убрзање однос редукован на лимите убрзивача

= не препоручује се код лимитирања убрзивача-прочитати препоруке произвођача убрзивача

Табела 6.54. Препоручена максимална радна затезања-траке са челичном ужади

Ознака траке	Номинални корак ужета, mm	Номинални пречник ужета mm	Максимално дозвољено радно затезање kN/m ширине	Минимална дебљина облоге, mm	
				Горња	Доња
ST 500	20,0	3,4	75	5,0	5,0
ST 630	21,35	4,0	94	5,0	5,0
ST 800	17,8	4,0	119	5,0	5,0
ST 1000	14,4	4,0	150	5,0	5,0
ST 1250	12,8	4,3	187	5,0	5,0
ST 1600	17,0	5,9	239	6,0	6,0
ST 2000	13,6	5,8	299	6,0	6,0
ST 2500	17,4	7,2	373	6,5	6,5
ST 3150	17,8	8,2	470	6,5	6,5
ST 4000	18,0	9,6	597	8,0	8,0
ST 5000	18,0	10,6	746	9,0	9,0
ST 6300	19,0	12,2	940	10,0	10,0

Примјер:

Усвајањем траке ширине 1,35 m I траке ST 1600, максимално радно затезања се за ту траки износи:

$$1,35 \text{ m} \times 239 \text{ kN/m} = 322,65 \text{ kN}$$

Стандардни фактор сигурности за ову онструкцију траке са челичним ужадима износи 6,7:1. "Максимално дозвољеног радног затезања" се добија коришћењем овог стандарда за коефицијент сигурности.

Табела 6.55. Основни подаци о бубњевима

Ширина траке В (mm)	Пречник бубња D (mm)	Механичке карактеристике			ДИМЕНЗИЈЕ (mm)																Маса, kg	
		Каракт. Моменат а по једном рукавцу N/n (kW/mm ⁻¹)	Макс. сила на средини бубња F _{max} (daN)	Век трајања лежаја T _b (000 сати)	L	E	H	K	K ₁	M	N	S	n	b	d	i	k	l	l ₁	t	G	G ₀
1000	800	3000	23000	380	1200	1600	190	2350	2090	600	490	60	230	180	150*	77	34	250	125	105	1310	1085
	1000	4000	30000	340			210	2370	2110	680	550	65	250	210	165*	77	34	250	135	120	1665	1345
1200	800	4000	30000	300	1400	1800	210	2570	2310	680	550	65	250	210	165*	77	34	250	135	120	1680	1360
	1000	5000	38000	320			235	2700	2390	780	640	75	280	240	180*	77	34	300	150	140	2135	1710
1400	1250	7000	46000	400	1700	2100	235	3120	2760	780	640	75	300	240	200*	92	40	350	160	140	2800	2345
	1400	12000	67000	400			290	3160	2800	900	750	90	340	250	240*	92	40	350	180	140	4110	3685
1600	1250	15000	83000	220	1900	2400	290	3560	3150	900	750	90	340	250	260*	92	40	400	180	140	4795	4000
	1400	9000	54000	350			270	3440	3080	890	720	80	320	250	220*	92	40	350	170	140	3895	3390
1800	1400	19000	94000	240	2100	2600	320	3810	3400	100	840	100	390	300	280*	92	40	400	205	170	6005	4940
	1600	15000	83000	280			290	3760	3350	900	750	90	340	250	260*	92	40	400	108	170	5830	5030
2000	1800	19000	94000	300	2300	2800	320	4010	3600	100	840	100	390	300	280*	92	40	400	205	170	7210	6150
	2000	23000	110000	370			350	4040	3630	115	940	100	420	300	300*	92	40	400	220	170	8345	7060

Табела 6.56. Процентуална радна издужења трака

Дужина транспортера, m	Радни ход затезног уређаја %; за траке:		
	синтетичке	памучне	ужетне
до 500	1,5 – 2,0	1,3 – 1,0	0,20
500-1000	1,0 – 1,5	1	0,17
преко 1000	1	-	0,15

Табела 6.57. Дозвољена истезања траке у односу на врсту материјала каркаса и нивоа оптерећења

The values for takeup travel/movement, in lengthwise direction, listed in the following table are generally suitable for most conveyor applications.

Type of Takeup and Belt Carcass Material in the Lengthwise Direction	Percent of Rated Tension		
	100%	75%	50% or less
Manual Takeup			
Polyester	2.00%	1.75%	1.50%
Nylon	3.00%	3.00%	2.50%
Fiberglass	1.00%	0.75%	0.50%
Automatic Takeup			
Polyester	1.75%	1.50%	1.25%
Nylon	3.00%	2.50%	2.00%
Fiberglass	1.00%	0.75%	0.50%
Steel Cable	0.40%	0.30%	0.20%

Табела 6.58. Предвиђене локације затезних уређаја с обзиром на конфигурацију транспортера и мјесто погона

Following table shows preferred takeup locations as per IS 11592

Conveyor Geometry	Preferred Takeup Location
Horizontal head drive	Following drive on return side of belt
Incline, head drive	Following drive on return side of belt
Decline, tail drive	At or near head
Decline then horizontal portion, tail drive	At or near head
Combination of incline and decline, head drive	Following head or low point in return run
Combination of incline and decline, tail drive	Following head or point in return run

Табела 6.59. Препоручена дужина хода затезног уређаја

Дужина транспортера, m	Радни ход затезног уређаја %; за траке:		
	памучне	синтетичке	ужетне
до 150	0,017	0,025	0,0025
150-300	0,015	0,020	0,0020
300-500	0,012	0,018	0,0018
преко 500	0,010	0,015	0,0015

Табела 6.60. Препоручена дужина хода затезног уређаја

Дужина транспортера, m	Врста траке:		
	текстилене са више	и мање уложака	ужетне траке
350	6-8	8	2,3
500	8-11	11	2,6
650	10-11	13	3,3
800	11-15	15	4,0
1000	13-18	18	5,0
1200	14-20	20	5,6
1300	15-21	21	6,5
1500	16-23	23	7,0
1700	17-25	25	8,0

Табела 6.61 Механичке кочице

ДИМЕНЗИЈЕ У (mm)																						
A	B	C	D	E	F	H	T	b	d ₁	d ₂	e ₁	e ₂	e ₃	n	f	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	i	k
585		515	200	165	420	585	120	10	14	20	140	108	205		90	160	125	238	54		55	145
666	160	590	250	198	468	590	135	30		25	170	133	240	8	100	190	150	275	68	50	65	180
786					536	640			18													
817	245	708	315	250	567	820	185	110		30	212	168	255		110	230	195	288	68		80	220
950					845									10								
950		845	400	305	645		230	140		35	260	210	317		140	280	240	415	68	60	10	270
972					667	1150			22													
110	300				734	975																
112		1005	500	375	750	1215	285	180		40	320	262	355	15	180	340	288	373	81		13	325
130		1187	630	450	850	1450	345	225		45	390	327	360		255	420	365	425				
143	350	1370	710	505	930	1345	390	255	27	50	440	370	415	25	240	470	398	480	91	100	19	450

Табела 6.62. Електрохидрауличке кочице

Freno tipo Brake type Frein type Bremsen Typ	Cf ⁽¹⁾ (μ=0,42) min-max [N·m]	Ø A	B	C max	D	E	F	G max	H	I	L	Ø M	N	O max	P max	R min	S	T (CD)	T ⁽²⁾ (CL)	W	Y	V	Z	Massa Mass Masse Masse ⁽²⁾ [kg]
N(NV).160.HYD.023/05 ⁽²⁾	25 - 250	160	130	383	480	140	340	530	120	55	100	12	20	132	398	84	5	55	85	55	85	160	92	23
N(NV).160.HYD.024/05 ⁽²⁾	25 - 250	160	130	383	480	140	340	530	120	55	100	12	20	132	398	84	5	55	85	55	85	160	92	22
N(NV).200.HYD.023/05	29 - 310	200	160	402	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	27
N(NV).200.HYD.024/05	29 - 310	200	160	402	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	26
N(NV).200.HYD.030/05	29 - 400	200	160	467	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	31
N(NV).200.HYD.031/05	29 - 400	200	160	467	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	29
N(NV).250.HYD.023/05	43 - 330	250	190	481	615	200	415	671	180	65	100	18	25	197	474	127	3	90	135	76	124	160	114	35
N(NV).250.HYD.024/05	43 - 330	250	190	481	615	200	415	671	180	65	100	18	25	197	474	127	3	90	135	76	124	160	114	34
N(NV).250.HYD.030/05	43 - 440	250	190	481	615	200	415	670	180	65	100	18	25	197	473	127	3	90	135	76	124	160	114	39
N(NV).250.HYD.031/05	43 - 440	250	190	481	615	200	415	670	180	65	100	18	25	197	473	127	3	90	135	76	124	160	114	37
N(NV).250.HYD.050/06	43 - 720	250	190	552	615	200	415	699	180	65	100	18	25	197	502	127	3	90	135	76	124	190	114	51
N(NV).250.HYD.051/06	43 - 720	250	190	552	615	200	415	684	180	65	100	18	25	197	487	127	3	90	135	76	124	190	114	44
N(NV).315.HYD.030/05	95 - 520	315	230	595	722	240	482	784	220	80	110	18	28	244	540	153	1,5	110	165	80	160	160	140	60
N(NV).315.HYD.031/05	95 - 520	315	230	595	722	240	482	784	220	80	110	18	28	244	540	153	1,5	110	165	80	160	160	140	58
N(NV).315.HYD.050/06	95 - 870	315	230	595	722	240	482	812	220	80	110	18	28	244	568	153	1,5	110	165	80	160	190	140	70
N(NV).315.HYD.051/06	95 - 870	315	230	595	722	240	482	797	220	80	110	18	28	244	553	153	1,5	110	165	80	160	190	140	63
N(NV).315.HYD.080/06	95 - 1550	315	230	595	722	240	482	812	220	80	110	18	28	244	568	153	1,5	110	165	80	160	190	140	71
N(NV).315.HYD.081/06	95 - 1550	315	230	595	722	240	482	797	220	80	110	18	28	244	553	153	1,5	110	165	80	160	190	140	64
N(NV).400.HYD.050/06	250 - 860	400	280	731	850	295	555	939	270	100	140	22	33	297	642	188	3	140	210	100	195	190	155	95
N(NV).400.HYD.051/06	250 - 860	400	280	731	850	295	555	924	270	100	140	22	33	297	627	188	3	140	210	100	195	190	155	88
N(NV).400.HYD.080/06	250 - 1620	400	280	731	850	295	555	939	270	100	140	22	33	297	642	188	3	140	210	100	195	190	155	96
N(NV).400.HYD.081/06	250 - 1620	400	280	731	850	295	555	924	270	100	140	22	33	297	627	188	3	140	210	100	195	190	155	89
N(NV).400.HYD.121/06	250 - 2670	400	280	772	850	295	555	938	270	100	140	22	33	297	641	188	3	140	210	100	195	240	155	117
N(NV).500.HYD.080/06	350 - 1600	500	340	811	1037	360	677	1061	325	130	180	22	35	362	719	236	3	180	270	115	245	190	185	150
N(NV).500.HYD.081/06	350 - 1600	500	340	811	1037	360	677	1066	325	130	180	22	35	362	704	236	3	180	270	115	245	190	185	143
N(NV).500.HYD.121/06	350 - 2910	500	340	811	1037	360	677	1080	325	130	180	22	35	362	718	236	3	180	270	115	245	240	185	161
N(NV).500.HYD.201/06	350 - 5220	500	340	811	1037	360	677	1080	325	130	180	22	35	362	718	236	3	180	270	115	245	240	185	161
N(NV).630.HYD.121/06	1200 - 3700	630	420	974	1114	435	679	1249	400	170	220	27	20	437	812	287	5	225	335	-	-	240	-	242
N(NV).630.HYD.201/06	1200 - 5900	630	420	974	1114	435	679	1249	400	170	220	27	20	437	812	287	5	225	335	-	-	240	-	242
N(NV).630.HYD.301/06	1200 - 7900	630	420	974	1114	435	679	1249	400	170	220	27	20	437	812	287	5	225	335	-	-	240	-	243
N(NV).710.HYD.121/06	660 - 3620	710	470	1091	1286	480	806	1361	450	190	250	27	20	492	869	323	5	255	380	-	-	240	-	307
N(NV).710.HYD.201/06	870 - 5800	710	470	1091	1286	480	806	1361	450	190	250	27	20	492	869	323	5	255	380	-	-	240	-	307
N(NV).710.HYD.301/06	1250 - 8700	710	470	1091	1286	480	806	1361	450	190	250	27	20	492	869	323	5	255	380	-	-	240	-	308

Табела 6.63. Најбитније димензије еластичних спојница

ДИМЕНЗИЈЕ У (mm)								Момент P/n (kW/min)	Момент Mt (daNm)	Маса (kg)
D	d ₁	d ₂	L ₁	L ₂	B	C	e			
160	18-38	16-40	40-100	35-120	60	2,5	10	0,010	10	6
200	20-40	19-48	50-110	40-125	75	4	12,5	0,016	20	9
250	30-60	28-55	80-140	60-130	95	4	12,5	0,032	32	22
315	40-70	42-75	110-170	110-140	118	4	17	0,063	63	45
400	40-80	40-80	110-170	110-170	150	6	20	0,130	125	120
500	50-110	55-110	110-210	110-180	190	6	22	0,256	250	140
630	60-120	60-125	120-220	120-180	235	8	24	0,513	500	190
710	100-160	100-160	210-300	150-260	265	8	24	0,728	710	380

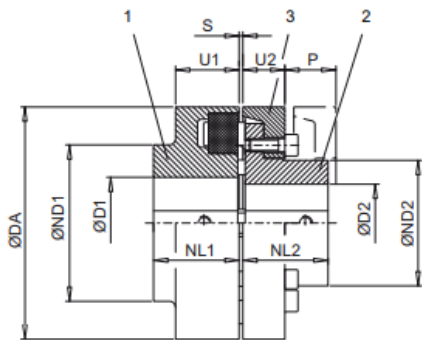
Табела 6.64.

Table 5-3 Diameter and axial position of the tapped hole, tightening torque

Size	d1	e1 mm	e2 mm	e3 mm	e4 mm	Tightening torque
						T _A Nm
58 / 66	M5	10	-	-	8	3
68 / 76	M6	10	-	-	8	4
80 / 88	M6	11	-	-	12	4
95 / 103	M6	15	-	-	15	4
110 / 118	M6	18	-	9	18	4
125 / 135	M8	20	-	12	20	8
140 / 152	M8	-	13	15	22	8
160 / 172	M10	-	13	20	25	15
180 / 194	M12	-	16	30	32	25
200 / 218	M12	-	20	30	40	25
225 / 245	M12	-	22	35	40	25
250 / 272	M16	-	24	40	45	70
280 / 305	M16	-	28	45	45	70
315 / 340	M16	-	35	50	-	70
350 / 380	M20	-	40	60	-	130
400 / 430	M20	-	50	70	-	130
440 / 472	M24	-	60	80	-	230
480 / 514	M24	-	70	90	-	230
520 / 556	M24	-	80	100	-	230
560	M24	-	75	100	-	230
610	M24	-	85	110	-	230
660	M24	-	100	130	-	230
710	M24	-	115	140	-	230

Табела 6.65.

A.1.3 Type ADS



- 1 Coupling part 1
- 2 Coupling part 2
- 3 Coupling part 3

Figure A-3 Type ADS

Table A-3 Speeds, geometry data and weights of type ADS

Size	Speed n _{max} rpm	Maximum bore ¹⁾		DA mm	ND1 mm	ND2 mm	NL1 / NL2 mm	S mm	U1 mm	U2 mm	P mm	Weight ²⁾ m kg
		D1 mm	D2 mm									
118	5 300	48	38	118	86	62	40	2 ... 4	34	20	33	3.5
135	5 100	55	45	135	100	75	50	2 ... 4	36	23	38	5.5
152	4 900	60	50	152	108	82	55	2 ... 4	36	28	43	7.7
172	4 250	65	58	172	118	95	60	2 ... 6	41	28	47	10.5
194	3 800	75	65	194	135	108	70	2 ... 6	44	30	50	15
218	3 400	85	75	218	150	122	80	2 ... 6	47	32	53	21
245	3 000	90	85	245	150	138	90	2 ... 6	52	38	61	28
272	2 750	100	95	272	165	155	100	3 ... 8	60	42	69	40
305	2 450	110	105	305	180	172	110	3 ... 8	65	42	73	50
340	2 150	120	100	340	200	165	125	3 ... 8	70	47	78	72
						200						73
380	2 000	140	110	380	230	180	140	3 ... 8	74	51	83	100
						230						104
430	1 700	150	120	430	250	200	160	3 ... 8	78	56	88	135
						250						140
472	1 550	160	130	472	265	215	180	5 ... 10	86	64	99	174
						265						180

Табела 6.66. Коэффицијент пропорционалности за снагу мотора

L, m	80	100	125	160	200	250	300	400	500
C _p	1,92	1,78	1,70	1,56	1,45	1,38	1,31	1,25	1,20
L, m	600	700	800	1000	1250	1500	2000	2500	5000
C _p	1,17	1,16	1,12	1,10	1,08	1,06	1,05	1,04	1,03

Табела 6.67. Коэффицијент корисног дејства преносног механизма

Врста погона	Број бубњева:	
	један	два и више
Погон са редуктором и хидрауличном спојницом	0,90	0,85
Погон са редуктором	0,94	0,92
Хидраулички погон – пумпа - мотор	0,86	0,80

Табела 6.68. Коэффицијент отпора кретања траке преко ваљка

Дужина транспортера у m	Подужно оптерећење q _k + q _t , kg/m	Нагиб у процентима						
		0	3	6	9	12	24	33
		Приближан нагиб у степенима						
		0	2	3,5	5	7	14	18
250	30	0,035	0,031	0,030	0,029	0,029	0,029	0,029
	75	0,032	0,029	0,028	0,026	0,025	0,021	0,018
	100	0,031	0,029	0,026	0,024	0,022	0,016	0,016
	150	0,031	0,028	0,025	0,022	0,020	0,016	0,016
	225	0,034	0,028	0,023	0,019	0,017	0,016	0,016
	300	0,035	0,027	0,021	0,016	0,016	0,016	0,016
300	375	0,035	0,026	0,020	0,017	0,016	0,016	0,016
	450	0,035	0,025	0,018	0,017	0,018	0,018	0,018
	75	0,031	0,028	0,026	0,024	0,023	0,019	0,016
	100	0,030	0,027	0,024	0,022	0,019	0,016	0,016
	150	0,030	0,026	0,022	0,019	0,017	0,016	0,016
	225	0,033	0,024	0,019	0,016	0,016	0,016	0,016
500	300	0,032	0,023	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016
	375	0,033	0,022	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016
	450	0,033	0,021	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
	75	0,029	0,026	0,024	0,022	0,021	0,016	0,016
	100	0,028	0,024	0,021	0,019	0,016	0,016	0,016
	150	0,028	0,023	0,019	0,016	0,016	0,016	0,016
650	225	0,029	0,020	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	300	0,030	0,021	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	375	0,030	0,020	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016
	450	0,030	0,019	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
	75	0,027	0,024	0,022	0,020	0,018	0,016	0,016
	100	0,026	0,021	0,019	0,016	0,016	0,016	0,016
800	150	0,025	0,020	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	225	0,026	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	300	0,024	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	375	0,023	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	450	0,022	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
	75	0,026	0,023	0,021	0,018	0,017	0,016	0,016
1000	100	0,025	0,021	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016
	150	0,024	0,019	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	225	0,024	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	300	0,021	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	375	0,021	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	450	0,020	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018

	150	0,022	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	225	0,022	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	300	0,019	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	375	0,018	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	450	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018

Табела 6.69. Кориговане величине w' за друго l_0 у односу на дато у табели xxxх

$q_k + q_t$ kg/m	l_0 , m	Почетне величине за интерполацију									
		0,016	0,018	0,02	0,022	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
75	0,9	0,016	0,016	0,016	0,0168	0,0183	0,0197	0,0212	0,0227	0,0242	0,0257
	1,0	0,016	0,0160	0,0169	0,0189	0,0207	0,0224	0,0241	0,0257	0,0274	0,0291
	1,2	0,016	0,0165	0,0182	0,0204	0,0223	0,0241	0,0259	0,0278	0,0297	0,0316
	1,3	0,016	0,018	0,02	0,022	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
	1,5	0,0174	0,0195	0,0213	0,0236	0,0254	0,0273	0,0291	0,031	0,0329	0,0348
150	0,9	0,016	0,0165	0,0185	0,0205	0,0222	0,024	0,0262	0,0281	0,030	0,0321
	1,0	0,016	0,018	0,02	0,022	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
	1,2	0,0175	0,0193	0,0214	0,0235	0,0253	0,0272	0,0297	0,0316	0,0335	0,035
	1,3	0,0184	0,021	0,0230	0,0253	0,027	0,029	0,0315	0,0335	0,035	0,035
	1,5	0,0203	0,0225	0,0249	0,027	0,0286	0,0306	0,033	0,035	0,035	0,035
225	0,9	0,016	0,0165	0,0186	0,0205	0,0228	0,0246	0,0267	0,0285	0,0307	0,0329
	1,0	0,016	0,018	0,02	0,022	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
	1,2	0,0175	0,0197	0,0213	0,0234	0,0253	0,0277	0,0295	0,0312	0,033	0,035
	1,3	0,0188	0,0213	0,0232	0,0253	0,0273	0,0295	0,0314	0,033	0,0346	0,035
	1,5	0,0201	0,0228	0,0250	0,0271	0,0296	0,0316	0,0334	0,035	0,035	0,035
300	0,9	0,016	0,018	0,02	0,022	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
	1,0	0,0172	0,0195	0,0215	0,0235	0,0255	0,0271	0,0289	0,031	0,0333	0,0345
	1,2	0,0187	0,0213	0,0235	0,0252	0,0267	0,0283	0,0303	0,0325	0,0347	0,035
	1,3	0,0209	0,023	0,0253	0,0274	0,0289	0,0305	0,0323	0,0345	0,034	0,035
	1,5	0,0225	0,0248	0,0272	0,0293	0,0311	0,0328	0,0348	0,035	0,035	0,035
375	0,9	0,016	0,018	0,02	0,022	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
	1,0	0,0177	0,0199	0,0216	0,0235	0,0256	0,0278	0,0295	0,031	0,0327	0,0349
	1,2	0,0192	0,0216	0,0236	0,0256	0,0274	0,0291	0,0305	0,0322	0,0339	0,035
	1,3	0,021	0,0234	0,0253	0,0276	0,0298	0,0317	0,0331	0,0347	0,035	0,035
	1,5	0,0227	0,0252	0,0274	0,0298	0,0319	0,0338	0,035	0,035	0,035	0,035

Табела 6.70. Коефицијенти a_2 и a_3 за образац $ицици$

	Коефицијенти a_2 и a_3 за образац									
	0,9		1,0		1,2		1,3		1,5	
	a_2	a_3	a_2	a_3	a_2	a_3	a_2	a_3	a_2	a_3
500	2,1500	1,565	2,1755	1,925	2,2000	2,250	2,2062	2,584	2,1750	2,910
1000	1,8471	1,345	1,6647	1,744	1,6156	1,982	1,5643	2,197	1,5429	2,331
1500	1,6282	1,237	1,4667	1,593	1,4325	1,799	1,4194	1,991	1,4719	2,091
2000	1,4625	1,164	1,3520	1,465	1,3295	1,659	1,3250	1,825	1,3850	1,938
2500	1,2828	1,122	1,1926	1,381	1,1808	1,559	1,1812	1,714	1,2283	1,839
3000	1,1379	1,076	1,0741	1,318	1,0625	1,472	1,0661	1,627	1,0962	1,761
3500	1,0069	1,039	0,9448	1,256	0,9554	1,404	0,9786	1,549	1,0393	1,657
4000	0,3172	0,998	0,8552	1,194	0,8643	1,337	0,8875	1,472	0,9589	1,583
4500	0,8207	0,958	0,8000	1,120	0,7893	1,272	0,8339	1,388	0,8911	1,507
5000	0,7241	0,918	0,7362	1,066	0,7196	1,216	0,7821	1,314	0,8268	1,430
5500	0,6483	0,885	0,6638	1,024	0,6643	1,167	0,7375	1,238	0,7768	1,340
6000	0,5828	0,842	0,5828	0,992	0,6232	1,100	0,6750	1,180	0,7411	1,242
6500	0,5207	0,798	0,5241	0,938	0,5732	1,040	0,6179	1,116	0,6821	1,169
7000	0,4690	0,763	0,4810	0,897	0,5214	0,996	0,5571	1,069	0,6089	1,123
7500	0,4172	0,718	0,4431	0,841	0,4732	0,935	0,5179	1,006	0,5607	1,063
8000	0,3724	0,663	0,3966	0,780	0,4232	0,875	0,4589	0,958	0,5054	1,009

Табела 6.71. Коefицијент преоптерећења k_{pm} и резерве снаге електромотора k_{pm}

Тип мотора:	Примена за:	k_{pm}
Мотори са кавезом (асинхрони) са специјалном хидрокинетичком спојницом	Транспортери велике дужине	1,2
Прстенасти мотори или “тиристорно” управљано покретање	Транспортери средње до велике дужине	1,2÷1,4
Мотори са кавезом и хидрокинетичком спојницом	Нормалне транспортере	1,5
Мотори са кавезом и прекидачем звезда - тругао	Само за транспортере покретане без оптерећења	1,6
Тип транспортера:		k_{pm}
Дугачки транспортери, спусни транспортери		<1,3
Нормални транспортери		1,3÷1,5
Транспортери у тешким условима		>1,5

ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 7:

У табели 7.1. Вриједности запреминских маса- густина одређених материјала, као и углови мјерних профила код методе мјерења времена прелета.

Табела 7.1. Карактеристике неких материјала

Расути материјал	Густина материјала [t/m ³]	Угао профила β [°]	
		статички	динамички
прах и шљака	0,70	50	25
мрки угаљ	0,70	50	35
јамски угаљ	0,83	45	20
глина, иловача	1,80	45	25
песак	1,80	45	20
цемент	1,47	50	35
шљунак	1,47	45	30

ПРИЛОГ ПОГЛАВЉА 8:

Табела 8.1. Хадна вулканизација- Времена сушења

Број облога	Вријеме сушења облоге на собној температури
Ако је потребно облогу подијелити напола	
Прва облога	Минимално 30 мин, максимално 24 сата
Друга облога	На ручни тест, максимално 20 минута
Ако је потребно облогу подијелит на три дијела	
1.облога	Мин 30 минута, максимално 24 сата
2.облога	Мин 30 минута, максимално 24 сата
3,облога	Послије ручно теста, максимално 20 мин

Сушење док се постигне могућност додира

Табела 8.2. Димензије лијењења хладном вулканизацијом

ТИП ТРАКЕ	Дужина прста (L_{fin}) mm	Ширина прста (W) mm	Дужина фабричке облоге (L_{fab}) mm	Дужина облоге (L_s) mm
630/1	800	60	1100	1300
800/1	1000	60	1300	1500
1000/1	1250	60	1500	1700
1200/1	1500	60	1800	2000
1600/1	2000	70	2300	2500
2000/1	2400	70	2700	2900
2500/1	3000	70	3300	3500
3150/1	3800	70	4100	4300
4000/1	4200	70	4500	4700

Табела 8.3. Вријем вулканизације према дебљини траке

Дебљина траке, mm	Вријеме држања, min
До 10	25
10-12	30
12-15	36
15-17	42
17-20	48
20-22	53
22-25	60
25-30	70

Табела 8.4. Избор дужине корака (DIN 22102/3)

Тип траке	Прекидна чврстоћа улошка, N/mm	Дужина корака, mm	Дужина споја, mm	Број корака
315/3	80-100	150	300	2
400/3			400	2
500/3	125-160	200	400	2
630/4			600	3
800/4	200-250	250	750	3
1000/5			1000	4
1250/5			1000	4
1600/5	315-400	300	1200	4
2000/5			1200	4
2500/5	500-630	350	1400	4
3150/5			1400	4

Табела 8.5. Дужине

Димензије облога DIN 22131/4				
ТИП ТРАКЕ	Број корака	Минимална дужина корака (L_{st}) mm	Додатна дужина траке за преклапање mm	Минимална дебљина гуменог међуслоја mm
Up to St 1000	1	300	600 + 0.3 B	1.9
St 1250	1	350	650 + 0.3 B	2.1
St 1600	1	450	750 + 0.3 B	1.9
St 2000	2	400	1150 + 0.3 B	2.4
St 2500	2	500	1350 + 0.3 B	2.5
St 3150	2	650	1650 + 0.3 B	1.9
St 3500	3	650	2350 + 0.3 B	2.6
St 4000	3	750	2650 + 0.3 B	2.3
St 4500	3	800	2800 + 0.3 B	2.3
St 5000	4	900	4050 + 0.3 B	2.7
St 5400	4	1000	4450 + 0.3 B	2.3

Напомена: B ширина траке

ПРИЛОЗИ ЗА ХИДРАУЛИКУ

ПРИЛОЗИ ПОГЛАВЉА 11:

Табела 11.1. Вриједност функције $\phi^2 (Re)$

Re	0,1	1	10	100	1.000	10.000
Кугла	1	1,070	1 313	2,06	4,33	12,91
Цилиндар	0,92			2,14	4,83	16,39
Коцка	1		1,398	2,52	7,35	
Октаедар	1		1,323	2,24	6,12	

Табела 11.2. Обрасци за прорачун брзине таложења

d (mm)	$Re = \frac{V_s d}{\nu}$	V_s (m/s)
< 0,12	> 1	$V_s = 0,424 d^2 \frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o}$
0,12 ÷ 1,2	1 ÷ 180	$V_s = \frac{0,029}{d} \left(\sqrt{1 + 29 \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} \right) d^3} - 1 \right)$
1,2 ÷ 2,0	180 + 800	$V_s = 0,24 \sqrt{\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} d}$
2,0 ÷ 15,0	800 ÷ 1 · 10 ⁴	$V_s = 0,17 \sqrt{\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} d}$
> 15,0	1 · 10 ⁴ ÷ 2 · 10 ⁵	$V_s = 0,16 \sqrt{\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o} d}$

Табела 11.3 Вриједности Милеровог броја за неке карактеристичне минералне сировине

Минерална сировина	Масена концентрација, % Ć	Миеров број
Гипс	50	19,3
Угаљ	50	39,7
Отпад из угља, без пирита	25	53,7
Кречњак	50	72,0
Јаловина бакра	50	80,8
Отпад угља, са 13 % пирита	50	114,0
Јаловина гвожђа	50	114,7
Јаловина калаја	25	132,2
Отпад глина	50	202,9
Сулфидна руда припремљена за флотацију	25	241,2
Сулфидна руда припремљена за флотацију	37	241,6
Јаловина злата	50	250,8
Карбурундум	50	1336,8

ПРИЛОЗИ ПОГЛАВЉА 14:

Табела 14.1. Препоручене брзине транспорта за неке сировине

Сировина	Густина, kg/m	dgs, mm	Брзина, m/s
гипсонит	1050	4,699	1,20
угаљ	1400	2,362	1,50
кречњак	2700	0,295	1,10
концентрат бакра	4300	0,208	1,50
жељезна руда, ситна	4900	0,147	1,80
жељезна руда, крупна	4900	0,589	4,90

Табела 14.2. Најмања транспортна брзина према Горјунову

Група	Запреминска концентрација, C _v				dsr= d ₃₀ mm
	10	20	30	40	
I	1,25	1,25	1,50	1,50	0,035-0,06
II	1,75	1,75	2,00	2,00	0,06-0,10
III	2,00	2,25	2,25	2,50	0,10-0,18
IV	2,25	2,50	2,50	2,75	0,18-0,30
V	2,75	3,00	3,00	3,25	0,30-0,80
VI	3,25	3,50	3,50	3,75	0,80-3,00
VII	3,75	4,00	4,00	4,25	3,00-6,00
VIII	4,50	4,75	5,00	5,00	6,00-15,00

Табела 14.3. Вриједност коефицијената за различите класе крупноће

Класа крупноће, mm	<0,10	0,10 -0,25	0,25 0,50	0,50 1,00	1,0-2,0	3,0	3,0-5,0	5,0-10,0	>10,0
%	0,02	0,20	0,40	0,80	1,20	1,50	1,80	1,90	2,00

Табела 14.4. Формуле за прорачунавање критичне брзине

Аутор	Образац
Г.Н. Рер (Roer)	$V_{kr} = V_s \cdot \sqrt[6]{C_v \cdot \left(\frac{D}{d_{sr}}\right)^{3,5}}$
Г.Н. Рер	$V_{kr} = 5 \cdot \frac{D^{0,47}}{n^{0,13}} \cdot C_v^{0,3} \cdot V_s^{0,5}$
Јуфин (Jufin)	$V_{kr} = 9,8 \cdot \sqrt[3]{D} \cdot \sqrt[4]{V_s} \cdot \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_o} - 0,4\right)$
Карасик	$V_{kr} = \frac{4,52}{d^{0,111}} \cdot \sqrt[3]{2 \cdot g \cdot D \cdot V_s} \cdot \sqrt{\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o}} \cdot \sqrt[6]{\frac{C_v}{100}}$
Занди-Говатос	$V_{kr} = \sqrt{\frac{40 \cdot g \cdot D \left(\frac{\gamma - \gamma_o}{\gamma_o}\right) \cdot \frac{C_v}{100}}{\sqrt{\frac{C_m}{100}}}}$
Сиљин-Коберник	$V_{kr} = 21 \cdot \sqrt[3]{D \cdot V_s} \cdot \sqrt[6]{\frac{C_v}{100}}$
Институти бившег СССР	$V_{kr} = 8,3 \cdot \sqrt[3]{D} \cdot \sqrt[6]{\frac{C_v}{100} \cdot \psi_{sr}}$
Винденрот (Wiendenroth)	$V_{kr} = 0,6 \cdot \sqrt{g \cdot D} \cdot \sqrt[4]{\frac{V_{s3}^2}{g \cdot d_{sr}}}$

ПРИЛОЗИ ПОГЛАВЉА 15:

Табела 15.1. Вриједности коефицијента С у обрасцу „Hazen-Williams-a,,

Врста цеви	Стање цеви	Корфицијент, С						
Цеви од ливеног гвожђа	обично	100						
	нове, центрифугално ливене	125-135						
	нове, обичне	120-130						
	20 година старе, тврда вода	110-125						
	D, mm	Употребљива старост у годинама						
		0	5	10	20	30	40	50
	100	130	118	107	89	75	64	55
	200	130	119	109	93	83	73	55
300	130	120	111	96	86	77	70	
400	130	120	112	98	87	80	72	
600	130	120	113	100	89	81	74	
>750	130	120	113	100	90	83	76	
Челичне	Као цеви од ливеног гвожђа после 5 година							
Челичне, заковане цеви	Као цеви од ливеног гвожђа после 10 година							
Челичне, без шави	нове	140						
	у добром стању	130						
Ковано гвожђе, мали пречници	врло глатке и праве	140						
	глатке, нове	120						
	обичне	100						
	старе	80						
	врло рапаве	60						
многобројне конкреције	40							
Месингане, калајне, оловне, вучене од бакра	врло глатке и праве	140						
	старе или обичне	130						
	у рђавом стању	120						
Азбест-цементне	све старости						140	
Облоге од цемента	центрифугално облагање	140-450						
	ручно облагање	125-135						
Облога од битумена	центрифугално облагање	145-155						
	ручно облагање	135-145						
Опека	канални						95-100	
Печена земља	добро стање						110	
Дрво	глатке цеви						120	
Ватрогасна црева	врло глатка	143						
	од каучука	120-140						
Тунели у стени	без облога						38-50	
Бетонске цеви	класа 1: цементни спојевни неочишћени	105						
	класа 2: монолитне или облоге тунела	120						
	класа 3: кратке са влажне мешавине	130-145						
	класа 4: монолитне, глатке	145-155						

Табела 15.1. Вриједности коефицијента С у обрасцу "Galigheru",

Врста цеви	Коефицијент С
Употребљиване, челичне	100
Дрвене	110
Нове челичне	120
пластичне, обложене гумом, азбест-цементне	130

Табела 15.3. Вриједност Кутеровог коефицијента отпора - k

Стање цеви	Коефицијент k
нове	0,15
употребљиване	0,25
старе	0,35

Табела 15.4. Вриједност Манинговог коефицијента храпавости - n

Карактер површине	Стање површине			
	врло добро	добро	обично	рђаво
Месингане и стаклене цеви	0,009	0,013	0,014	0,015
Дрвене цеви	0,010	0,011	0,012	0,013
Вучене цеви, без шава	0,010	0,011	0,013	-
Ливене цеви са асфалтним премазом	0,011	0,012	0,013	-
Обичне ливене цеви	0,012	0,013	0,014	0,015
Црне гвоздене цеви	0,012	0,013	0,014	0,015
Поцинковане гвоздене цеви	0,013	0,014	0,015	0,017
Обичне керамичке дренажне цеви	0,011	0,012	0,014	0,017
Канализационе цеви са глазуrom	0,010	0,013	0,015	0,017
Бетонске цеви	0,012	0,013	0,015	0,016
Коване челичне спиралне цеви	0,013	0,015	0,017	-
Површина од чврстог цемента	0,010	0,011	0,012	0,013
Опеке са глазуrom, клинкер	0,011	0,012	0,013	0,015
Премаз цементним малтером	0,011	0,012	0,013	0,015
Зид од опеке у цементном малтеру	0,012	0,013	0,015	0,017
Канал у бетону	0,012	0,014	0,016	0,018
Облоге од тесаног камена	0,013	0,014	0,015	0,017
Зид од ломљеног камена у цементу	0,017	0,020	0,025	0,030
Сув зид од ломљеног камена	0,025	0,030	0,033	0,035
Земљани канали правилног облика	0,017	0,020	0,023	0,025
- кривудава са лаганим током	0,023	0,025	0,028	0,030
- земљани ископани багером	0,025	0,028	0,030	0,033
- чисто усечени у стени, правилног облика	0,025 j	0,030	0,033	0,035
- земљано дно и косине озидане каменом	0,028	0,030	0,033	0,035
- грубо дно од камена, са зараслим земљаним косинама	0,025	0,030	0,036	0,040
- грубо усечени у стени са неправилним пресеком	0,035	0,040	0,045	-

Табела 15.5. Вредности коефицијента локалног губитка код наглог сужења ξ_{ns}

ω_2/ω_1	<0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ξ_{ns}	0,5	0,42	0,34	0,25	0,15	0,0

Табела 15.6. Коефицијент локалног отпора кривине - ξ_{kr} (за $cx = 90^\circ$)

r/R	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ξ_{kr}	0,13	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98

Табела 15.7. Вредност коефицијента колена - за различите углове прелома

α	30	40	50	60	70	80	90
ξ_k	0,2	0,3	0,4	0,55	0,7	0,9	1,1

Табела 15.8. Вредности коефицијента отпора колена - ξ_k за различите пречнике цеви и угао прелома $\alpha = 90^\circ$.

D, mm	20	25	34	39	49
ξ_k	1,7	1,3	1,1	1,0	0,83

Табела 15.9. Вредности коефицијента локалног отпора засуна - ξ_z

a / D	0	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
ξ_z	0,12	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

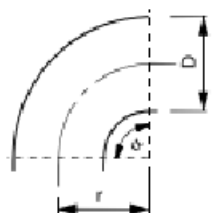
Табела 15.10. Вредности коефицијента локалног отпора вентила - ξ_v

$\alpha, ^\circ$	5	10	20	30	40	50	60	70	80
ξ_v	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	5,6? j6	206	486	CK5

Табела 15.11. Еквивалентне вредности локалних отпора, према Кутеру

Фазонски комад	Еквивалентност	Фазонски комад	Еквивалентност
затварач	15D	ц комад	15D
лук од 90°	25D	Повратни поклопац	100D
лук од 45° ^D	15D	Повратни вентил	300D
лук од 15°	5D	Усисна корпа	125D
Т комад код правог протицања	30D	Сито са подножним вентилом	300D
Т рачва	50D	Вентил пловак	15D

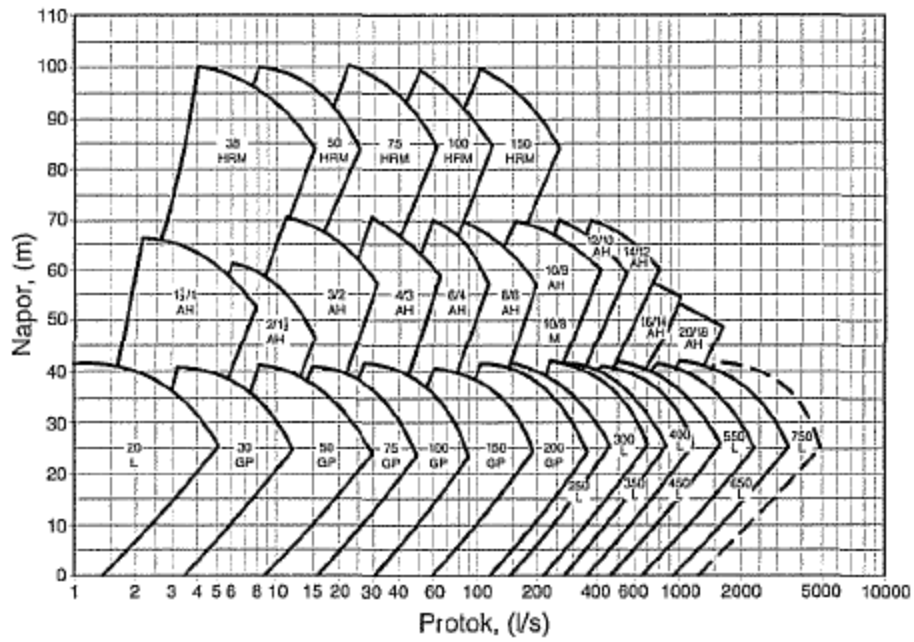
Табела 15.12: Вриједности коефицијента локалних губитака (Њемачка, Холандија)



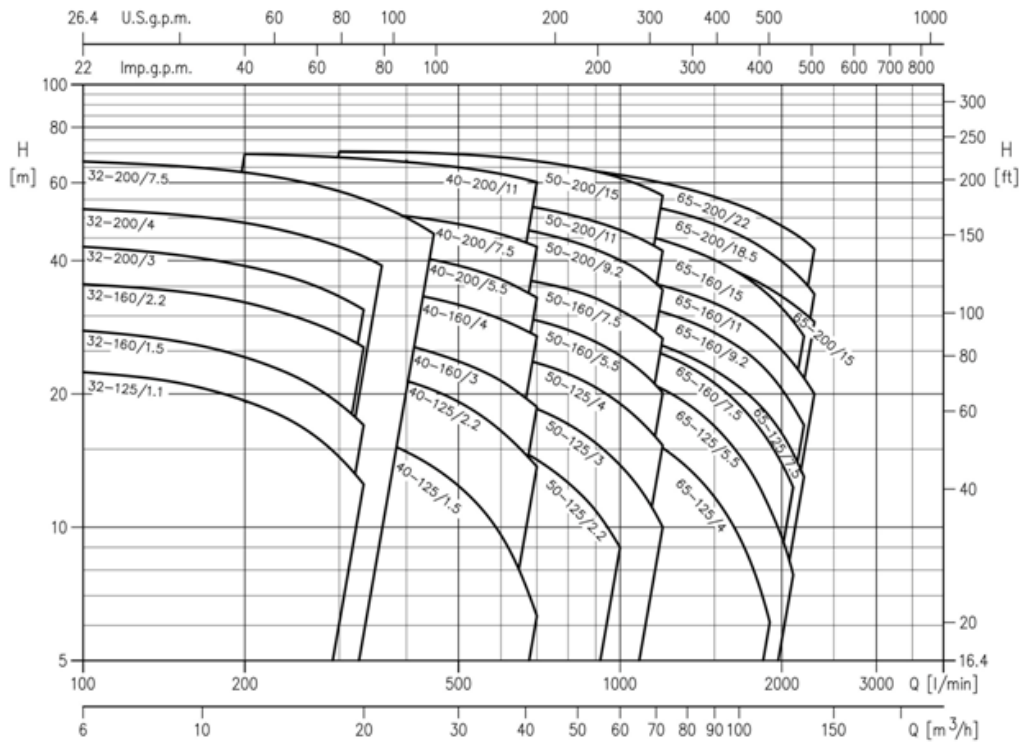
r/D	ξ за одређени угао $^\circ$					
	15°	22,5°	30°	45°	60°	90°
1,5	0,03	0,050	0,085	0,13	0,17	0,20
2	0,03	0,045	0,060	0,09	0,12	0,13
3	0,03	0,045	0,055	0,08	0,10	0,13
5	0,03	0,045	0,050	0,07	0,08	0,11
10	0,03	0,045	0,050	0,07	0,07	0,11

		дужина елемента, м			
		ξ	D=0,30 m	D=0,60 m	D=0,90 m
угао α 45°	r/D= 1,5	0,13	6,0	11	17
	r/D= 2,0	0,09	3,7	7,5	11
угао 90°	r/D= 1,5	0,20	7,5	15	22
	r/D= 2,0	0,13	5,0	10	15
кољено	30°	0,15	3,7	7,5	11
	45°	0,3	7,5	15	22
кугла		0,2-0,3	5,0-7,5	10-15	15-22
рачва		0,1	2,5	5	7
		0,6	15	30	45
		0,3	7,5	15	22

ПРИЛОЗИ ПОГЛАВЉА 17:



Слика 17.1. Комплексни збирни дијаграм пумпи за хидромешавину компаније VVarman Internatinal Ltd.



Импелер пумпе, Impeller , <http://impeler.rs/proizvodi/>

HOMA Pumpenfabrik GmbH.

<https://www.hennlich.rs/proizvodi/pumpe-potopljene-muljne-i-drenazne-pumpe-412.html>

ПРИЛОЗИ ПОГЛАВЉА 18

Табела 18.1. Вриједност коефицијента к према ФОД Бор

Конзумна снага, N_k	<1,5	1,5-4,0	4,0-7,5	7,5-40	40-100	100-200	>200
k	1,50	1,25	1,20	1,15	1,10	1,08	1,05

Табела 18.2. Стандардне вредности електромотора према JUS IEC

Главне вредности, kW	Помоћне вредности, kW	Главне вредности, kW	Помоћне вредности, kW	Главне вредности, kW	Помоћне вредности, kW
0,06		3,7	4	55	63(65)
0,09		5,5	6,3 (6)	75	80
0,12		7,5	(8)	90	100
0,18			10	110	125
0,25		11	13(12,5)	132	
0,37		15	17(16)	150	
0,55		18,5	20	160	
0,75		22	25	185	
1,1		30	33(35)	200	
1,5	1,8 (2)	37	40	220	
2,2	3	45	50	250	

Табела 18.3 INTERNATIONAL ELECTRIC MOTOR EFFICIENCY STANDARDS

Efficiency Class	Efficiency standard	Comments
IE1	Standard efficiency	0,75 kW < P < 375 kW (electric motor power range)
IE2	High efficiency	
IE3	Premium efficiency	
IE4	Super premium efficiency	

Since 2014 the power range was extended for electric motors and was set between 0,12 kW and 1000kW. Furthermore, since the 1st of January 2017 electric motors with a rated output of 0,75-375 kW must meet either IE3 efficiency or IE2 if fitted with VSD's.

INTERNATIONAL ELECTRIC MOTOR EFFICIENCY STANDARDS

The following table shows a comparison between the in 2000 established IEC standards (IEC/EN 60034-20-01) and other international norms:

IEC/EN 60034-30-01	EU MEPS	EISA US EEV Canada	Other
IE1 standard efficiency			Costa Rica Israel Taiwan
IE2 High efficiency	IE2 High efficiency	NEMA EPAct	Australia Brazil Canada Mexico New Zealand
IE3 Premium efficiency	IE3 Premium efficiency	NEMA premium efficiency	Australia (new) China 2016 Japan 2015 Korea 2015 New Zealand 2015
IE4 Super premium efficiency			

IEC SPECIFICATIONS

Output kW	IE1 50Hz				IE2 50Hz				IE3 50 HZ				IE4 50Hz			
	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole
0,12	0,45	0,5	0,383	0,31	0,536	0,591	0,506	0,398	0,608	0,648	0,577	0,507	0,665	0,698	0,649	0,623
0,18	0,528	0,57	0,455	0,38	0,604	0,647	0,566	0,459	0,659	0,699	0,639	0,587	0,708	0,747	0,701	0,672
0,2	0,546	0,585	0,476	0,397	0,619	0,659	0,582	0,474	0,672	0,711	0,654	0,606	0,719	0,758	0,714	0,684
0,25	0,582	0,615	0,521	0,434	0,648	0,685	0,616	0,506	0,697	0,735	0,686	0,641	0,743	0,779	0,741	0,708
0,37	0,639	0,66	0,597	0,497	0,695	0,727	0,676	0,561	0,738	0,773	0,735	0,693	0,781	0,811	0,78	0,743
0,4	0,649	0,668	0,611	0,509	0,704	0,735	0,688	0,572	0,746	0,78	0,744	0,701	0,789	0,817	0,787	0,749
0,55	0,69	0,7	0,658	0,561	0,741	0,771	0,731	0,617	0,778	0,808	0,772	0,73	0,815	0,839	0,809	0,77
75	0,721	0,721	0,7	0,612	0,774	0,796	0,759	0,662	0,807	0,825	0,789	0,75	0,835	0,857	0,827	0,784
1,1	0,75	0,75	0,729	0,665	0,796	0,814	0,781	0,708	0,827	0,841	0,81	0,777	0,852	0,872	0,845	0,808
1,5	0,772	0,772	0,752	0,702	0,813	0,828	0,798	0,741	0,842	0,853	0,825	0,797	0,865	0,882	0,859	0,826
2,2	0,797	0,797	0,777	0,742	0,832	0,843	0,818	0,776	0,859	0,867	0,843	0,819	0,88	0,895	0,874	0,845
3	0,815	0,815	0,797	0,77	0,846	0,855	0,833	0,8	0,871	0,877	0,856	0,835	0,891	0,904	0,886	0,859
4	0,831	0,831	0,814	0,792	0,858	0,866	0,846	0,819	0,881	0,886	0,868	0,848	0,9	0,911	0,895	0,871
5,5	0,847	0,847	0,931	0,814	0,87	0,877	0,86	0,838	0,892	0,896	0,88	0,862	0,909	0,919	0,905	0,883
7,5	0,86	0,86	0,847	0,831	0,881	0,887	0,872	0,853	0,901	0,904	0,891	0,873	0,917	0,926	0,913	0,893
11	0,876	0,876	0,864	0,85	0,894	0,898	0,887	0,869	0,912	0,914	0,903	0,886	0,926	0,933	0,923	0,904
15	0,887	0,887	0,877	0,862	0,903	0,906	0,897	0,88	0,919	0,921	0,912	0,896	0,933	0,939	0,929	0,912
18,5	0,893	0,893	0,886	0,869	0,909	0,912	0,904	0,886	0,924	0,926	0,917	0,901	0,937	0,942	0,934	0,917
22	0,899	0,899	0,892	0,874	0,913	0,916	0,909	0,891	0,927	0,93	0,922	0,906	0,94	0,945	0,937	0,921
30	0,907	0,907	0,902	0,883	0,92	0,923	0,917	0,898	0,933	0,936	0,929	0,913	0,945	0,949	0,942	0,927
37	0,912	0,912	0,908	0,888	0,925	0,927	0,922	0,903	0,937	0,939	0,933	0,918	0,948	0,952	0,945	0,931
45	0,917	0,917	0,914	0,892	0,929	0,931	0,927	0,907	0,94	0,942	0,937	0,922	0,95	0,954	0,948	0,934
55	0,921	0,921	0,919	0,897	0,932	0,935	0,931	0,91	0,943	0,946	0,941	0,925	0,953	0,957	0,951	0,937
75	0,927	0,927	0,926	0,903	0,938	0,94	0,937	0,916	0,947	0,95	0,946	0,931	0,956	0,96	0,954	0,942
90	0,93	0,93	0,929	0,907	0,941	0,942	0,94	0,919	0,95	0,952	0,949	0,934	0,958	0,961	0,956	0,944
110	0,933	0,933	0,933	0,911	0,943	0,945	0,943	0,923	0,952	0,954	0,951	0,937	0,96	0,963	0,958	0,947
132	0,935	0,935	0,935	0,915	0,946	0,947	0,946	0,926	0,954	0,956	0,954	0,94	0,962	0,964	0,96	0,949
160	0,938	0,938	0,938	0,919	0,948	0,949	0,948	0,93	0,956	0,958	0,956	0,943	0,963	0,966	0,962	0,951
200	0,94	0,94	0,94	0,925	0,95	0,951	0,95	0,935	0,958	0,96	0,958	0,946	0,965	0,967	0,963	0,954
250	0,94	0,94	0,94	0,925	0,95	0,951	0,95	0,935	0,958	0,96	0,958	0,946	0,965	0,967	0,965	0,954
315	0,94	0,94	0,94	0,925	0,95	0,951	0,95	0,935	0,958	0,96	0,958	0,946	0,965	0,967	0,966	0,954
355	0,94	0,94	0,94	0,925	0,95	0,951	0,95	0,935	0,958	0,96	0,958	0,946	0,965	0,967	0,966	0,954
400	0,94	0,94	0,94	0,925	0,95	0,951	0,95	0,935	0,958	0,96	0,958	0,946	0,965	0,967	0,966	0,954
450	0,94	0,94	0,94	0,925	0,95	0,951	0,95	0,935	0,958	0,96	0,958	0,946	0,965	0,967	0,966	0,954
500-500-1000	0,94	0,94	0,94	0,925	0,95	0,951	0,95	0,935	0,958	0,96	0,958	0,946	0,965	0,967	0,966	0,954

Табела 18.4. IEC standards for the energy efficiency of motors Here is a list of the current status of IEC standards prepared by IEC TC2 "Rotating Machinery" and its WGs that involve energy efficiency (see Table 2), plus the planned projects (see Table 3) also involving IEC TC22/SC22G:

IEC International Standard	Date of publication	Title	Status
IEC 60034-1	2010	Rating and performance	under revision, publication 2014
IEC 60034-2-1	2007	Standard methods for determining losses and efficiency from tests (excluding machines for traction vehicles)	under revision, publication 2014
IEC 60034-2-2	2010	Specific methods for determining separate losses of large machines from tests - Supplement to IEC 60034-2-1	
IEC 60034-30	2008	Rotating electrical machines - Part 30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage-induction motors (IE-code)	under revision, to be replaced by IEC 60034-30-1 and IEC 60034-30-2
IEC 60034-30-1	new, FDIS	Efficiency classes of line operated AC motors (IE-code)	publication 2014
IEC/TS* 60034-31	2010	Rotating electrical machines - Part 31: Selection of energy-efficient motors including variable speed applications - Application guide	

3) TS: Technical specification, to be reviewed after 3 years



Транспорт расутих материјала на површинским коповима

КОНТИНУАЛНИ ТРАНСПОРТ

Владимир МАЛБАШИЋ, Миодраг ЧЕЛЕБИЋ

