

Избор опреме за комбиновани транспорт на П.К. Богутово Село

Дејан Марјановић



Дигитални репозиторијум Рударско-геолошког факултета Универзитета у Београду

[ДР РГФ]

Избор опреме за комбиновани транспорт на П.К. Богутово Село | Дејан Марјановић | | 2022 | |

<http://dr.rgf.bg.ac.rs/s/repo/item/0006297>

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
РУДАРСКО-ГЕОЛОШКИ ФАКУЛТЕТ



ДИПЛОМСКИ РАД

**ИЗБОР ОПРЕМЕ ЗА КОМБИНОВАНИ ТРАНСПОРТ
НА П.К. БОГУТОВО СЕЛО**

Ментор:
Проф. др Драган Игњатовић

Студент:
Дејан Марјановић Р38/18

Београд, 2022.

Комисија:

1. проф. др Драган Игњатовић, ментор

Универзитет у Београду, Рударско-геолошки факултет

2. проф. др Дејан Стевановић, члан

Универзитет у Београду, Рударско-геолошки факултет

3. доц. др Мирјана Банковић, члан

Универзитет у Београду, Рударско-геолошки факултет

Датум одбране: _____

Резиме

У дипломском раду приказани су основни подаци од површинском копу „Богутово Село“ , техничко-технолошким карактеристикама као и механизацији која се примјењује. Као главни дио овог рада приказане су двије варијанте транспорта на површинским коповима (камионски и транспорт тракама), гдје су објашњење основне карактеристике, предности и недостаци сваког вида транспорта. У циљу одређивања најповољније врсте транспорта на површинском копу „Богутово Село“, са аспекта економских фактора, геомеханике тла и карактеристика средине површинског копа извршени су прорачуни за камионски транспорт и транспорт тракама. У оквиру транспорта тракама извршен је прорачун тракастог транспортера од нове примарне семимобилне дробилице до секундарног дробиличног постројења. Прорачун камионског транспорта обухвата кретање дампера од багера на угљу ка новој семимобилној дробилици. На основу добијених резултата утврђено је да је најповољнија варијанта примјена комбинованог транспорта.

Кључне ријечи: П.К. Богутово Село, камионски транспорт, транспорт тракама, комбиновани транспорт

Abstract

In the thesis, the basic data from the "Bogutovo Selo" surface mine, technical and technological characteristics, as well as the mechanization that is applied, are presented. As the main part of this paper, two types of transport on surface mines (truck and belt transport) are presented, where the basic characteristics, advantages and disadvantages of each type of transport are explained. In order to determine the most favorable type of transport at the "Bogutovo Selo" surface mine, from the aspect of economic factors, soil geomechanics and characteristics of the surface mine environment, calculations were made for truck transport and belt transport. As part of belt transport, the calculation of the belt conveyor from the new primary semi-mobile crusher to the secondary crushing plant was carried out. The calculation of the truck transport includes the movement of the dump truck from the coal excavator to the new semi-mobile crusher. Based on the obtained results, it was determined that the most favorable variant is the application of combined transport.

Keywords: P.K. Bogutovo Selo, truck transport, belt transport, combined transport

САДРЖАЈ

1. УВОД	1
2. ОПШТИ ДИО.....	3
2.1. Основни подаци о П.К. Богутово Село.....	3
2.2. Техничко-технолошке карактеристике П.К. Богутово Село	4
2.3. Механизација на П.К. Богутово Село.....	5
3. СПЕЦИЈАЛНИ ДИО	8
3.1. Транспорт на површинским коповима.....	8
3.1.1.Камионски транспорт	10
3.1.2. Транспорт тракама.....	18
3.2. Прорачун и избор транспорта	36
3.2.1. Прорачун тракастог транспортера.....	36
3.2.2. Прорачун камионског транспорта	56
3.3. Трошкови транспорта по варијантама	84
4. ЗАКЉУЧАК	87
5. ЛИТЕРАТУРА.....	89

1. УВОД

Зависно предузеће „Рудник и термоелектрана Угљевик“ ад послује у оквиру Мјешовитог холдинга „Електропривреда Републике Српске“. Основна дјелатност предузећа је производња електричне енергије, експлоатација и продаја угља.

Изградњом првог термоенергетског блока 1985. године започета је редовна производња електричне енергије. Као основно гориво за термоелектрану користи се мрки угаљ који се експлоатише на површинском копу „Богутово Село“. Пројектовани капацитет површинског копа износи 1.750.000 тона угља годишње. Главним рударским пројектом оконтурене су укупне количине угља од 51.478.483 тона и откривке 263.574.320 cm^3 , што значи да је пројектовани коефицијент откривке $k_0 = 5,12 \text{ cm}^3/\text{t}$.

На површинском копу „Богутово Село“ примјењен је дисконтинуални систем експлоатације. Структура машина на откривци: багер – дампер – булдозер. Откопавање и утовар откривке изводи хидрауличним багерима, а транспорт откривке до спољашних одлагалишта камионима (дамперима).

Откопавање и утовар угља изводи се хидрауличним багерима, док се транспорт угља отпрему до термоелектране врши комбинованим транспортом. Дамперски транспорт се користи од багера до објекта примарне дробилице гдје се маневрисањем дампера доводе у положај за директно истресање равног угља у примарну дробилицу. Након примарног дробљења, угаљ се помоћу транспортера са гуменом траком транспортује до секундарне дробилице. Потом се транспорт врши транспортерима са гуменом траком до термоелектране.

У предходном периоду експлоатације угља на површинском копу „Богутово Село“ констатована је појава нестабилности терена на југозападној завршној косини Западног откопног поља Сјеверног ревира. Нестабилност се манифестовала у хоризонталним и вертикалним деформацијама објеката индустријског круга и опреме примарне дробилане.

С обзиром на могућност настанка оштећења на примарној дробилани и у циљу очувања процеса производње постављена је нова полумобилна дробилица унутар копа. Оваква дробилица посједује могућност транспорта помоћном механизацијом рудника без демонтаже, гдје се може помијерати и лоцирати на различите локације.

Основни циљ дипломског рада је дефинисање прорачуна и избора опреме која ће се користити у оквиру комбинованог транспорта на П.К. Богутово Село. Специјални дио дипломског рада се састоји из четири дијела. У првом дијелу објашњене су основне карактеристике камионског транспорта и транспорта са гуменом траком. У другом дијелу приказан је прорачун транспорта тракастим транспортером од нове примарне семимобилне дробилице до секундарне дробилане. Трећи дио се своди на прорачун транспорта камионима дамперима од багера на угљу ка примарној семимобилној дробилици. Трећи дио представља међусобно поређење комбинованог транспорта (тракасти транспортер и транспорт камионима) према транспорту са камионима дамперима до секундарне дробилане.

2. ОПШТИ ДИО

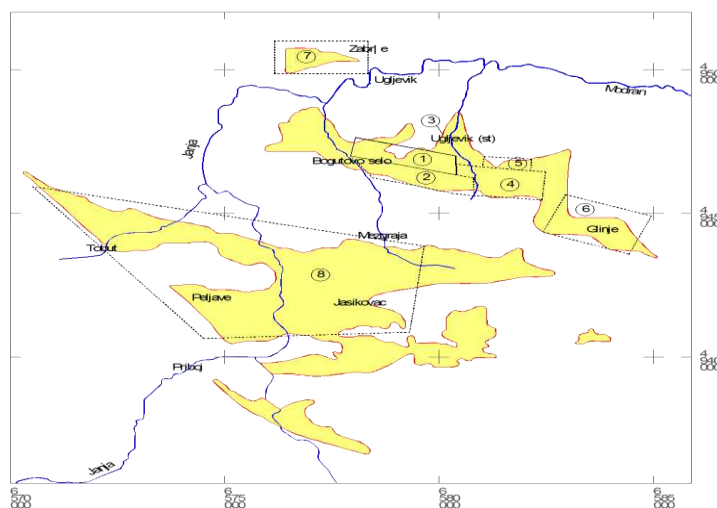
2.1. Основни подаци о П.К. Богутово Село

Површински коп „Богутово Село“ налази се на општини Угљевик и припада истоименом Угљевичком угљеном басену. Угљевички басен налази се у подмајевичком крају, тачније на сјевероисточним падинама планине Мајевице. Простире се до села Бријеста на југу, затим преко Прибоја и низ долину ријеке Јање до Тутњевца -Тобута-Липовачке ријеке. У правцу истока и југоистока граница иде до села Глиње и Трнове.

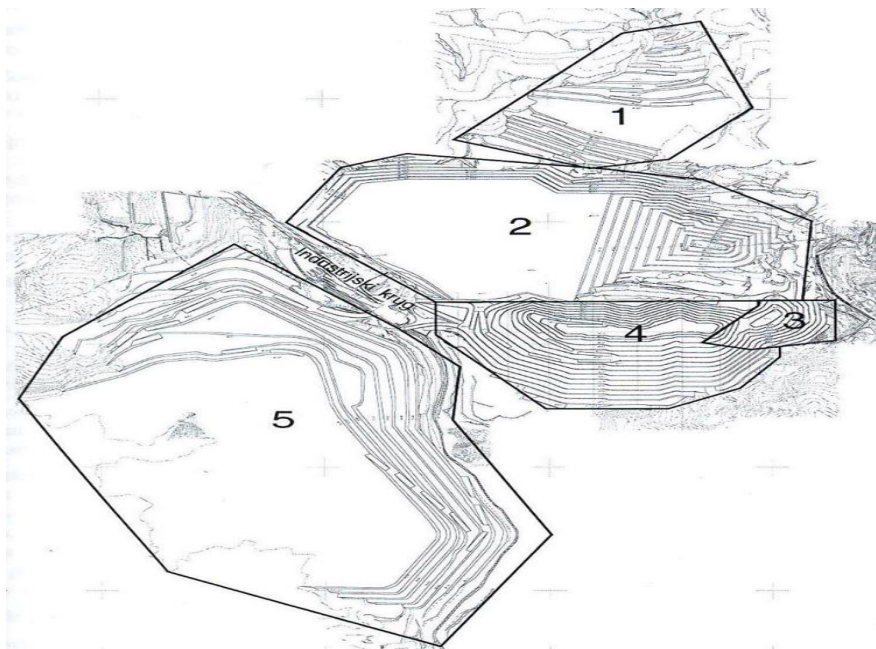
Лежиште Богутово Село у ужем смислу, налази се западно-северозападно од насеља Угљевик. Ограничено је потоком Вучјак на истоку, Мезграјцом на западу, док је на сјеверу отворено према Семберији. Површина лежишта износи 12.5 km², а укупна површина басена оцењује се на око 30 km². Поред лежишта Богутово Село у склопу угљевичког басена издвојени су следећи ревири:

- Богутово Село - Сјеверни ревир;
- Богутово Село - Јужни ревир;
- Вучјак;
- Угљевик - Исток;
- Баљак;
- Глиње;
- Забрђе;
- Тобут - Мезграја.

Приказ и распоред ревира Угљевичког басена приказани су на слици 1, док су ревири у оквиру лежишта Богутово Село приказани на слици 2.



Слика 1. Прегледна карта угљоносних ревира на подручју Угљевика



Слика 2. Прегледна карта лежишта Богутово Село

1 - Сјеверно одлагалиште; 2- Сјеверни ревир; 3 - Стараја јама;
4 - Јужни ревир; 5 - Велико Западно одлагалиште.

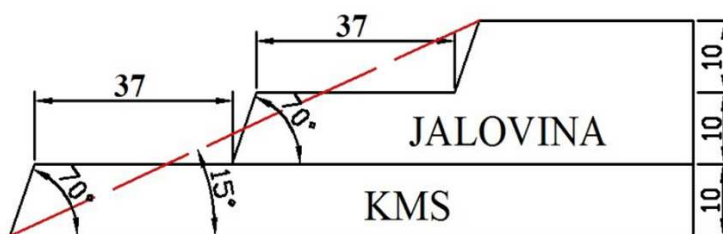
2.2. Техничко-технолошке карактеристике П.К. Богутово Село

Годишња производња на површинском копу „Богутово Село“ износи око 2 милиона тона угља, наведена виједност се мијења у складу са годишњим планом. Преко 95% производње угља заврши у лежишту термоелектране а остатак се пласира у комерцијалну продају. Планирани развој рударских радова је усклађен са пројектним рјешењима Допусног рударског пројекта, Основне концепције, Техничких пројеката и друге пројектне документације површинског копа Богутово Село.

Добијање угља врши се у попречним блоковима са напредовањем од кровине према подини, што омогућује успјешније селективно откопавање јаловинских прослојака дебљине изнад 0,5 метара уз минималне губитке и осиромашења. Сва откривка са површинског копа одлаже се на простору унутрашњег одлагалишта, које је лоцирано на дијелу Јужног ревира западног откопног поља, гдје је завршена експлоатација угља.

Извођење рударских радова на откривци и експлоатацији угља предвиђено је у Сјеверном ревиру и Јужном ревиру. Основни геометријски параметри површинског копа према одобреним пројектним ријешењима су следећи :

- Ширина радне површине $B_{min} = 37 \text{ m}$,
- Ширина багерског блока $S = 10 \text{ m}$,
- Висина етаже $H = 10 \text{ m}$,
- Нагиб чеоне косине етаже $\alpha_{\check{c}} = 70^\circ - 80^\circ$,
- Угао завршних косина $\beta_z = 15^\circ - 23^\circ$.



Слика 3. Основни геометријски параметри површинског копа

2.3. Механизација на П.К. Богутово Село

На директном откопавању и утовару материјала користе се хидраулични багери кашикари (са запремином кашике од $5,2 \text{ m}^3$ и 16 m^3). Багери већих запремина кашике се, у принципу, користе за откривку, а мањи багери користе се за откопавање и утовар угља. У табели 1. приказане су техничко – технолошке карактеристике багера.

Табела 1. Техничко-технолошке карактеристике хидрауличних багера

Параметар	PC 3000	RH 120	R 974 B	PC 1250	R 984 C
произвођач	Комatsu	O&K	Liebherr	Комatsu	Liebherr
врста погона	електро	електро	електро	дизел	дизел
запремина кашике, $[\text{m}^3]$	15	13	7,5	7	5,2
висина копања, $[\text{m}]$	15	13	8	13	14
дубина копања, $[\text{m}]$	3	2,5	2	7,9	8
укупна маса, $[\text{kg}]$	255,000	214,700	100,900	110,700	112,680
инсталисана снага, $[\text{kW}]$	900	900	365	502	504
радни притисак, $[\text{MPa}]$	31,0	30,0	30,0	31,4	32,0
број зуба, $[\text{ком.}]$	6	6	6	5	4
тежина кашике, $[\text{t}]$	23,10	19,59	8,50	6,25	6,08

За потребе транспорта откривке и угља на површинском копу „Богутово Село“ користе се камиони - дамperi разних носивости од 90 тона, 110 тона, и 120 тона разних произвођача (САТ и Белаз). У принципу, већи дамperi користе се за транспорт откривке, а мањи за транспорт угља. Техничко-технолошке карактеристике камиона дате су у табели 2.

Табела 2. Техничко-технолошке карактеристике камиона

Параметар		75135	75145	75570	777D
произвођач		БЕЛАЗ	БЕЛАЗ	БЕЛАЗ	САТ
снага мотора, [kW]		882	882	783	746
носивост камиона, [t]		110	120	90	96,2
властита маса, [t]		100	88	76,8	67,1
укупна маса, [t]		210	208	166,8	163,3
запремина, [m ³]	геометријска	45,5	47	37,8	42,1
	2:1	71,2	61	53,3	60,1
запреминска носивост, [m ³ cm]		45	43	35	37

Поред основног технолошког процеса који се обавља тешком механизацијом на површинском копу „Богутово село“ присутна је бројна и веома разноврсна помоћна механизација. На површинском копу „Богутово село“ ефикасну примјену из групе помоћне механизације нашли су булдозери, турндозери, грејдери и утоварачи (табеле 3-5).

Табела 3. Техничко-технолошке карактеристике дозера и турндозера

Параметар	D8R	TD-25M	D155AX	D275AX	TD-824C	TD-824G
произвођач	САТ	Dressta	Komatsu	Komatsu	САТ	САТ
снага мотора, [KS]	310	377	360	452	310	339
маса, [kg]	33,735	36,230	39,700	49,850	30,380	28,724
тип транспорта	гусјенице	гусјенице	гусјенице	гусјенице	пнеуматици	пнеуматици
ширина плуга, [mm]	3,937	4,050	4,060	4,300	4,192	4,507
висина плуга, [mm]	1,690	1,760	1,850	1,960	1,220	1,229
брзина напр., [km/h]	10,8	10,24	11,6	11,2	33,2	32,1
брзина наз., [km/h]	13,8	12,16	14	14,9	36,6	36,6

Табела 4. Техничко-технолошке карактеристике утоварача

Параметар	980G II	966 II
произвођач	CAT	CAT
снага мотора, [KS]	311	246
маса, [kg]	30,409	23,332
уређај за транспорт	пнеуматици	пнеуматици
ширина кашике, [mm]	3447	3103
дубина копања, [mm]	143	104
запремина кашике, [m ³]	5,4	4
брзина напријед, [km/h]	37,4	35,6
брзина уназад, [km/h]	42,8	38,5

Табела 5. Техничко-технолошке карактеристике аутогрејдера

Параметар	CAT 16H	GD825A
произвођач	CAT	Komatsu
снага мотора, [KS]	285	280
маса, [kg]	24,740	26,350
уређај за транспорт	пнеуматици	пнеуматици
мин. рад. окретања, [mm]	8,2	8,2
ширина плуга, [mm]	4880	4878
висина плуга, [mm]	787	850
брзина напријед, [km/h]	44,9	48,1
брзина уназад, [km/h]	47,9	45,7

3. СПЕЦИЈАЛНИ ДИО

П.К. „Богutowo село“ улази у завршну фазу експлоатације у Сјеверном ревиру. У таквим околностима експлоатација се врши у сложеним структурно-тектонским и геотехничким условима лежишта. Треба напоменути и да је на свим до сада изведеним завршним косинама долазило до појаве клизишта. Због свих претходно поменутих појава обрађена је могућност постављања нове полумобилне примарне дробилице у зони јужне нерадне косине С.Р., а даљим транспортом угља до секундарне дробилице путем тракастог транспортера. У овом раду обрађено је техничко ријешење комбинованог транспорта угља, циљ испитивања проблема представља испитивање могућности смањења трошкова, побољшања параметара система експлоатације, такође и обнављање континуираног система експлоатације.

У оквиру континуираног дијела комбинованог транспорта планирана је набавка дробиличног постројења капацитета 1.000 t/h са посебном платформом за транспорт. Планирана је могућност пријема угља комада максималне величине од 1.500 mm, са максималним степеном дробљења од 90% угља величине 150 mm. Могућности пријема угља у кош који омогућава истовар камиона носивости од 180 t испод чланкасто-ланчаног утоварног транспортера.

У наредном дијелу рада приказан је прорачун и димензионисање тракастог транспортера од нове позиције полумобилне дробилице унутар копа до секундарне дробилане. Приказан је и прорачун транспорта камионима за текући мјесец од позиције багера на угљу до новог полумобилног дробиличног постројења.

3.1. Транспорт на површинским коповима

Транспорт откривке и корисне минералне сировине на површинским коповима представља најважнији и најсложенији процес у технологији површинског откопавања. Организација процеса у највећој мери утиче на капацитет машина, продуктивност рада и трошкови производње руде. Основна намјена транспорта на површинским коповима је премјештање откривке и корисне супстанце од радног чела багера до места истовара. (Игњатовић, 2010)

Транспорт на површинским откопима има своје специфичности, које су углавном следеће:

- релативно кратка растојања транспорта која по правилу не прелазе 10 km;
- радилишта на откопавању и одлагању мењају свој положај у простору и по времену те је нужно попречно помјерање транспортних комуникација;
- у питању су и велики успони ради извоза рудне масе на површину;
- ради бољег коришћења механизације на откопавању и средстава транспорта неопходно је узајамно усаглашавање параметара рударско - транспортне опреме итд. (**Игњатовић, 2010**)

Транспорт на површинским коповима се одвија по утврђеном циклусу чија дужина трајања зависи од времена утовара, кретања пуног и празног транспортног средства, истовара, маневрисања и застоја у транспорту. Све ове операције се врше са прекидима или без прекида тј. континуално, те по начину дејства транспорт на површинским откопима можемо подјелити на:

- транспорт са прекидним дејством у које спада: жељезнички транспорт са локомотивском вучом, аутомобилски и тракторски, скреперски итд.;
- транспорт без прекида (континуални транспорт) у које спада: транспорт трачним транспортерима, хидраулични, жељезнички са бескрајним ужетом и сл.; и
- комбиновани транспорт који представља комбинацију неких видова транспорта из прве две групе, као нпр.: аутомобилски и трачни, жељезнички и аутомобилски и сл. (**Игњатовић, 2010**)

Избор врсте транспорта за конкретне услове површинског откопа утврђује се на основу елемената залијегања рудне супстанце, карактера, облика и величине лежишта, рока експлоатације, количине материјала односно терета који треба превозити у одређеном периоду времена, дужине нагиба транспортних путева, начина откопавања и депоновања јаловине, начина пријема рудне супстанце, климатских и других услова и сл. (**Игњатовић, 2010**)

3.1.1. Камионски транспорт

Камионски транспорт на површинским коповима, нарочито у последиједњих двадесетак година, добио је знатну распрострањеност, како у својству основног вида транспорта, такође и у комбинацији са другим врстама транспорта. Преко 75% површинских откопа у земљама Сјеверне и Јужне Америке примјењује као основни вид транспортних средстава аутомобиле кипере велике носивости, а на многим површинским откопима у земљама Источне Европе ова врста транспорта се ужурбано уводи на старим или пројектује за отварање нових површинских копова. (Игњатовић, 2020)

Развој аутомобилског транспорта иде у правцу интензивног повећања носивости камиона кипера и усавршавању њихове конструкције на принципијелно новим техничким поставкама, а то омогућује да се могу веома успјешно и технички и економски да рјешавају задаци експлоатације лежишта минералних сировина са различитим природним и монтан-геолошким условима. (Игњатовић, 2020)

Средствима камионског транспорта могуће је транспортовати све врсте материјала без обзира на њихове физичко-механичке особине (крупни комади, глинасти материјали са различитим примесима глине итд.). Велика могућа покретљивост, гипкост, изванредна маневарска својства при раду и велика независност од извора енергије су особине које при коришћењу средстава аутоtransporta долазе до пуног изражаја и обећавају најбољу економику у експлоатацији лежишта неправилног облика, селективно откопавање као и веома брзо отварање односно најкраћи период инвестирања. (Игњатовић, 2020)

Поред набројаних, у односу на шински и друге врсте транспорта, аутомобилски транспорт има још и следеће предности:

- допуштени су нагиби пута који су за 2,5 до 3 пута већи него код шинског транспорта (у пуном смјеру 70 – 100 %; у празном 12 – 150 % односно у изузетним случајевима и 200 %);

- потребни радијуси за окретање транспортних средстава су мањи за 10 - 12 пута него код жељезничког тј. крећу се у дијапазону између 6 до 20 m;
- специфична инвестициона улагања у аутомобилске путеве на површинским коповима су за 1,2 – 1,5 пута мања, него иста у пруге нормалног колосијека;
- могуће је постићи веће коришћење багера по времену за 10-20 % у односу на услове када се за одвоз откопаног материјала користе средства жељезничког транспорта и то за рачун смањења застоја у раду багера при чекању на празне вагоне или маневру воза;
- организацију одвоза откопаних маса од багера могуће је максимално упростити. (Игњатовић, 2020)

Аутомобилски транспорт на површинским коповима има и многе недостатке који му сужавају област примене. Као важнији могу се набројати следећи:

- релативно велики број потребног персонала највиших квалификација и у експлоатацији и у ремонту;
- инвестициона улагања у транспортна средства су знатно већа него код жељезничког транспорта, а исто тако и трошкови одржавања и ремонта;
- велики утицај климатских прилика на капацитет превоза (снијег, киша, мразеви и сл.). (Игњатовић, 2020)

Узимајући у обзир напријед изнијете главне добре особине и недостатке, као и закључке и мишљења изречена у студијама и стручној литератури, аутомобилски транспорт се може успијешније применити него друге врсте транспорта у следећим условима:

- на инвестиционим радовима у фази отварања површинског копа чиме се може успјешно да смањи потребан временски период отварања копа;
- при селективној експлоатацији једне или више различитих руда на истој етажи или истом површинском копу;

- при површинској експлоатацији лежишта која имају сложену или неправилну конфигурацију, ограничене размјере, малу или средњу моћност слоја корисне сировине, а код којих транспортне раздаљине не прелазе 5 - 7 km. (Игњатовић, 2020)

Специфичност примјене

На данашњим површинским коповима за превоз маса употребљавају се у највећој мјери следећа средства аутомобилског транспорта:

- аутомобили истресачи (ауто-кипери);
- тегљачи са полуприколицама;
- тегљачи са приколицама. (Игњатовић, 2020)

Најширу распрострањеност имају ауто-кипери и тегљачи са полуприколицама са задњим, бочним или доњим начином истовара. Тегљачи са приколицама употребљавају се веома ријетко.

Сви типови транспортних средстава на гуменим точковима могу терет истресати назад, најчешће пражњење дампера, бочно или кроз дно сандука. (Игњатовић, 2020)

Према врсти погона и трансмисије постоје следећи типови дампера:

- самоистресачи са класичним дизел погоном;
- дизел-електрични дампери; и
- дампери са дизел-трoлним комбинованим погоном. (Игњатовић, 2020)

Ради савлађивања веће носивости све се више примјењују камиони тегљачи са полуприколицама на дизел-електрични погон. (Игњатовић, 2020)

Основни критеријуми при избору транспортног средства су:

- носивост тла;
- ограничење ширине за транспортне путеве;
- техничко-технолошки услови маневрисања транспортних средстава;
- величина нагиба пута нарочито за вожњу пуних транспортних средстава;

- однос запремина сандука и кашике утоварача;
 - степен искоришћења опреме у конкретним условима експлоатације.
- (Игњатовић, 2020)

Наведена транспортна средства користе се за унутрашњи руднички транспорт. За превоз лаких и средње тешких корисних минералних сировина често се, за дужине преко 5 km, користе камиони за њихов транспорт путевима јавног саобраћаја. Врло често камиони опште намене вуку за собом и приколице, или полуприколице, па се називају вучним возовима. Није ријеткост да тегљачи са приколицама или полуприколицама превозе све врсте растреситих терета.

(Игњатовић, 2020)

На површинским коповима најраспрострањенији су дампера и тегљачи са полуприколицама - док су тегљачи са приколицама ријетко употребљавају.

(Игњатовић, 2020)

Конструкциони елементи дампера

Осим контурних димензија возила: дужине, ширине и висине - карактеристичне су и следеће димензије: растојање предњих, односно задњих точкова, дужина предњег и задњег препуста, углови препуста, висина најниже тачке возила или приколице од равни гажења, унутрашње димензије сандука (дужина, ширина и висина), утоварна и истоварна висина. Најбитнији димензиони елементи возила за његов избор означени су на слици 4.

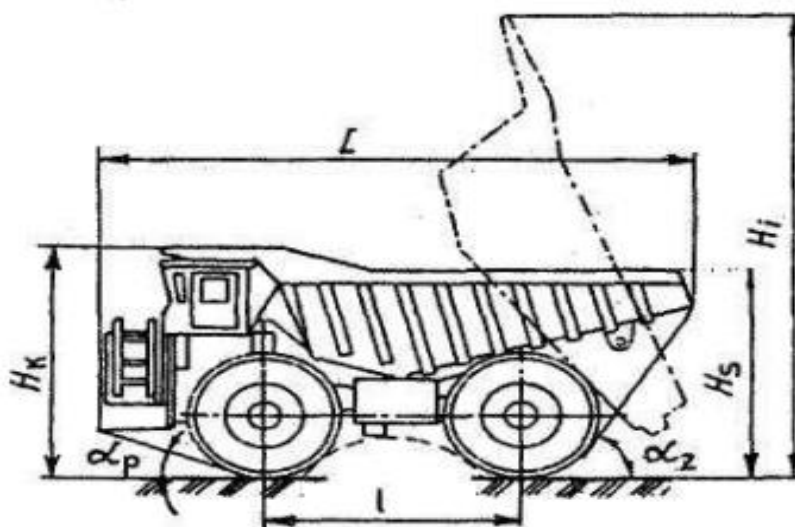
(Игњатовић, 2020)

Тежински подаци које даје произвођач о возилима су: номинална носивост, сопствена маса (с урачунатом масом опреме и посаде), укупна тежина возила, коефицијент таре (однос сопствене тежине и тежине терета), атхезиона маса пуног, односно празног возила (тј. маса коју носе погонски точкови). Коефицијент таре одређује степен савршенства дампера. Његова величина опада с порастом носивости.

Код дампера носивости 25 – 80 t износи 0,75 – 0,70, а за носивост 110 - 150 t има вредност 0,65 – 0,60. У зависности од чврстоће стена његове вредности износе за растресите и получврсте 0,5 – 0,8, а за чврсте 0,65 -1,1. (Игњатовић, 2020)

Веома значајан податак је запремина сандука дампера и специфична носивост - носивост m^3 запремине сандука - која карактерише способност возила за превоз ископине различите насипне запреминске масе. Специфична носивост дефинише степен искоришћења носивости и запремине сандука дампера. (Игњатовић, 2020)

Запремина сандука даје се за: равно напуњен сандук, напуњен са купом 2:1 и 3:1. Запремина купе најчешће износи 0,20 – 0,25 запремине сандука. (Игњатовић, 2020)



Слика 4. Конструкциони елементи дампера (Игњатовић, 2020)

Радијус окретања возила је растојање од центра обртања до одређене тачке возила при највећем заокретању управљачких тачкова. Разликује се спољашњи и унутрашњи радијус који се односи на: најистуренију спољашњу тачку возила тј. предњи спољашњи угао возила, предњи спољашњи точак, односно најистуренију тачку унутрашњег лука на возилу, тј. тачку на линији задњих тачкова. (Игњатовић, 2020)

Максимална брзина кретања возила је брзина коју може остварити возило по хоризонталном путу са глатким, равним и тврдим покривачем.

Техничка брзина је средња брзина кретања возила израчуната дијелењем предње дужине пута са ефективним временом вожње без застоја.

Критична брзина је брзина која одговара максималној вриједности динамичког фактора у директном преносу. **Економична брзина** (по утрошку горива) је брзина при којој се постиже најмања цијена превоза. (Игњатовић, 2020)

Специфична потрошња горива одређује количину горива по јединици извршеног рада или по тони превезеног терета на одређено растојање и даје се у l/tkm или l/t .

Специфична снага је однос инсталисане снаге мотора и укупне масе возила, те се даје у kN/t . (Игњатовић, 2020)

Биланс вуче

Разликујемо три појма вучне силе:

- Ефективна вучна сила (P_t);
- Индикаторска вучна сила (P_i); и
- Вучна сила на куки тегљача (P_n).

Ефективна вучна сила (тангенцијална) је промјенљива спољна сила коју развија мотор при узајамном дејству точка са подлогом и која делује на ободу погонских точкова у смеру кретања возила. (Игњатовић, 2020)

Индикаторска вучна сила је вучна сила која се развија у цилиндрима мотора, а зависи од пречника цилиндра, хода клипа и степена компресије. (Игњатовић, 2020)

Вучна сила на куки тегљача је једнака ефективној вучној сили (тангенцијалној) умањеној за отпоре кретања самог возила односно тегљача. (Игњатовић, 2020)

Вучна сила се одређује преко снаге мотора:

$$N_m = \frac{P_t \cdot v}{3600 \cdot \eta_p \cdot \eta_t} [kW] \rightarrow P_t = 3600 \cdot \frac{N_m \cdot \eta_p \cdot \eta_t}{v} [N]$$

гдје је:

P_t – ефективна вучна сила,

N_m – снага на вратилу мотора,

v – брзина возила,

η_p – ккд од вратила мотора до погонског точка,

$\eta_p = 0,85 - 0,90$ - при механичком преносу

$\eta_p = 0,80 - 0,85$ - при хидродинамичком преносу.

η_t – ккд погонског точка (0,7 - 0,9). (Игњатовић, 2020)

Максимална ефективна вучна сила је лимитирана односно одређена условима атхезије точкова са подлогом:

$$P_{t,max} \leq 1000 \cdot L_a \cdot \varphi$$

гдје је:

φ – коефицијент атхезије;

L_a – атхезиона тежина аутокипера или тегљача, [kN]

за инжењерске прорачуне:

- за аутокипере се усваја: $L_a = (0,7-0,85) L$,

L - укупна тежина, [kN]

- за приколице се усваја: $L_a = (0,55-0,65) L$

- за тегљаче се усваја: $L_a = L$. (Игњатовић, 2020)

Коефицијент атхезије (φ) зависи од бројних чинилаца: од врсте подлоге – тврда или мека (бетон, туцаник, шљунак, земља, и др.); повећава се са повећањем притиска у пнеуматцима. Рачуна се примјеном једначине:

$$\varphi = \frac{P_{t,max}}{R}$$

гдје је:

$P_{t,max}$ – максимална ободна сила у посматраном точку,

R – вертикална реакција подлоге у зони оптерећења (једнак је оптерећењу точка). (Игњатовић, 2020)

Међутим, φ зависи од коефицијента проклизавања точка δ :

$$\delta = \frac{v_t - v}{v_{t,max}} \quad \delta = 0,15 - 0,20$$

где је:

v_t – обимна брзина на точку:

$$v_t = r_d \cdot \omega$$

r_d – динамички полупречник точка;

ω – ободна брзина точка;

v – брзина проклизавања точка (напомена: нема кретања без проклизавања точка – у негативном контексту). (Игњатовић, 2020)

Средње вриједности коефицијента атхезије φ ауто кипера и тегљача у зависности од подлоге и типа пнеуматика приказана је на слици 5.

Karakteristika puta	φ	
	Gume visokog pritiska	Gume niskog pritiska
Asfaltno betonski ili betonski put	0,5-0,7	0,7-0,8
Asfaltno betonski ili betonski put pokriven blatom	0,25-0,45	0,25-0,45
Kaldrmisani put	0,4-0,5	0,6-0,7
Tucanični pokrivač	0,5-0,6	0,6-0,7
Suv zemljani put	0,4-0,5	0,5-0,7
Pesak u prirodnom stanju		
- suv	0,2-0,3	0,2-0,3
- vlažan	0,35-0,4	0,4-0,5
Rastresita sveže nasuta zemlja	0,3-0,4	0,4-0,5
Nabijena zemlja optimalne vlažnosti	0,4-0,5	0,5-0,6
Rastresiti sneg	0,2-0,3	0,2-0,4
Povaljani put, utaban sneg	0,15-0,2	0,3-0,5
Put na etaži otkopa, uvaljan	0,4-0,6	-
Put na etaži odlagališta, uvljan	0,2-0,5	-

Слика 5. Средње вриједности коефицијента атхезије φ (Игњатовић, 2020)

3.1.2. Транспорт тракама

Транспортне траке или тракасти транспортери су нашли широку примјену на површинским коповима за транспорт јаловине и корисне минералне сировине, а нарочито код транспорта великих маса на релативно кратка растојања. (Игњатовић, 2020)

На површинским коповима, траке раде под отвореним небом у условима запрашене и влажне атмосфере, у непосредној близини откопних радилишта и одлагалишта. Пратећи напредовање откопних и одлагалишних фронтова транспортери стално мијењају свој положај, помјерају се, скраћују или продужавају према потреби. (Игњатовић, 2020)

Транспорт материјала тракастим транспортерима има својих предности и недостатака. (Игњатовић, 2020)

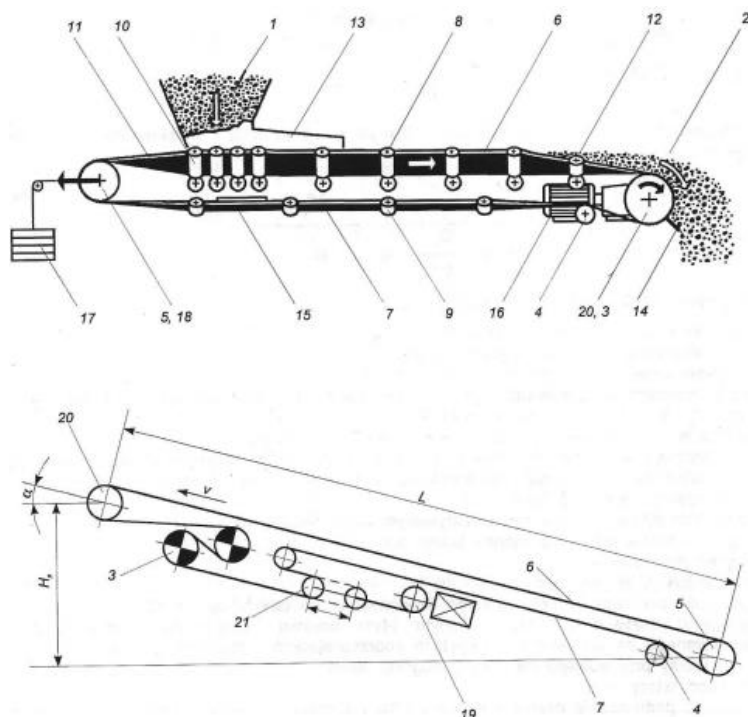
Предност транспортера са гуменом траком:

- континуалан транспорт,
- могућност остваривања великих капацитета (до 30.000 m³/h) при чему трошкови транспорта опадају са порастом капацитета,
- могућност савладавања великих успона до 18° што је неколико пута више него код транспорта возовима и камионима. На овај начин се осјетно скраћују транспортни путеви а тиме и обим рударских радова на изради разних усјека отварања. Дужина транспортних путева код примјене тракастих транспортера је приближно 4 пута краћа него код камионског транспорта и 12-16 пута него код транспорта возовима. Примјеном специјалних трака може се савладати успон и до 45-60°.
- Код копова чија је дубина изнад 150-200 метара дисконтинуалне врсте транспорта не могу по економским показатељима конкурисати тракастим транспортерима.
- могућност постављања транспортера по изломљеном терену без великих припрема трасе,

- једноставна монтажа, демонтажа, продужавање и скраћивање, лако опслуживање и одржавање,
 - мали број запослених, неколико пута мањи него код дисконтинуалног транспорта. Данас је стандард на савременим рудницима да се користе транспортери без руковаоца.
 - једноставна организација рада,
 - знатно повољнији однос тежине корисног терета према сопственој тежини средства транспорта,
 - мала потрошња енергије због малог коефицијента отпора на кретање вучног, односно носећег органа,
 - транспорт се одвија без много буке,
 - постоји могућност потпуне аутоматизације производног процеса.
- (Игњатовић, 2020)

Недостаци транспортера са гуменом траком:

- зависност капацитета, а често и рада од климатских услова, влажан материјал се лијепи, при ниским температурама,
- релативно брзо хабање скупе гумене траке нарочито у зимском периоду када се транспортује замрзнути материјал,
- немогућност транспорта крупних комада без претходног дробљења на одређену гранулацију,
- заустављање цијеле линије транспорта због квара на једном транспортеру,
- велики број претоварних мјеста погонских и повратних станица код већих дужина транспорта. (Игњатовић, 2020)



Слика 6. Дијелови транспортера са траком (Игњатовић, 2020)

1. Усипно мјесто, 2. Исипно мјесто, 3. Погонски бубањ, 4. Усмјеравајући бубањ, 5. Повратни бубањ, 6. Гумена трака-носећи дио, 7. Гумена трака-повратни дио, 8. Горњи носећи ваљци, 9. Доњи повратни ваљци, 10. Амортизациони ваљци на мјесту утовара, 11. Прелазни дио траке код повратног бубња, 12. Прелазни дио траке код исипног бубња, 13. Утоварни бункер, 14. Чистач-примарни, 15. Троугласти чистач на повратној страни траке, 16. Погонски мотор, 17. Затезни уређај са тегом, 18,19. Затезни бубањ, 20. Погонски бубањ, 21. Превојни бубањ, L- Дужина траке, H- Висина дизања материјала

Основни саставни дијелови тракастих транспортера су:

- бескрајна трака,
- елементи за ношење траке (ваљци или клизна подлога),
- погонска и затезна станица,
- носећа конструкција. (Цветановић, 2018)

Трака је најзначајнији елемент тракастог транспортера, која истовремено остварује двије функције: носећу и вучну. Такође, трака је највриједнији дио транспортера и њено учешће у цијени цијелог транспортера је 25% до 35%. (Цветановић, 2018)

Трака треба да: посједује велику уздужну чврстоћу, велику еластичност, постојаност облика, мало истезање, отпорност на хемијске, механичке и

биолошке утицаје, малу сопствену тежину, велику отпорност на хабање. (Цветановић, 2018)

Трака има сложену структуру и састоји се од **језгра и гуменог омотача**. Језгро код гумене траке чине текстилни улошци или челична влакна, односно ужад. Језгро траке прима силе напрезања, а омотач служи као заштита језгра од атмосферских утицаја и механичких оштећења. (Цветановић, 2018)

Избор типа траке

У траци се током рада транспортера јављају затезна напрезања. При избору траке потребно је водити рачуна о томе да однос између напрезања која се јављају у траци и изабране прекидне чврстоће траке постоји одговарајући фактор сигурности. У стационарном режиму рада вредност коефицијента сигурности ће бити већа него приликом покретања (заустављања), због тога што се у другим случајевима јављају повећана краткотрајна напрезања. (Игњатовић, 2020)

Данас се гумене транспортне траке производе у широкој лепези прекидних чврстоћа и физичко-хемијских особина, па је могуће одабрати траке за скоро све услове експлоатације који се појављују у рударству и енергетици. С друге стране, та разноврсност компликује задатак. При избору типа траке неопходно је извести техничку анализу, која ће омогућити правилан избор конструкције и типова траке који најбоље врше постављене задатке и економску анализу, чији је циљ избор оптималног решења. Полазни корак је свакако избор одговарајуће конструкције и типа језгра траке, а затим типа и дебљине облога језгра траке. (Игњатовић, 2020)

У том смислу, избор треба извршити кроз следећа четири корака:

1. Изабрати одговарајуће конструкције језгра траке, узимајући у обзир између осталог номиналну издржљивост, издужења и трајност споја.

2. Изабрати материјал и дебљину облога узимајући у обзир између осталог особине издржљивости, хабања, степен запаљивости и отпорност на дјеловање хемијских и физичких фактора.
3. Изабрати заштитне уметке узимајући у обзир прије свега отпорност на пробијање.
4. Извести упоредну анализу особина изабраних трака као цијелине узимајући у обзир крутост, способност абсорбовања енергије падајућег комада, отпорност на цијепања, запаљивости, и предвиђену трајност трака и спојева. (Игњатовић, 2020)

Избор конструкције језгра траке

Полазна тачка је увијек избор одговарајуће конструкције језгра траке. Уколико је она диригована одређеним условима, нпр. захјтевима унификације трака - конструкцију језгра треба бирати на основу селекције, према следећим критеријумима:

- номиналној чврстоћи траке,
- трајним и еластичним издужењима у односу на дужину транспортера,
- динамичкој чврстоћи спојева траке,
- критичној енергији при којој наступају оштећења траке, и
- отпорности језгра на деловање агресивних хемијских и физичких фактора. (Игњатовић, 2020)

Први корак обично је почетна процјена номиналне чврстоће траке. Користећи се каталозима произвођача може се одредити конструкција језгра која својом прекидном чврстоћом задовољава потребни опсјег напрезања у траци, а затим се бира оптимална конструкција. (Игњатовић, 2020)

Следећи критеријум је дужина транспортера. За дугачке транспортере (изнад 100 m) одабира се трака са челичним ужадима или арамидна трака. (Игњатовић, 2020)

При коначном опредељењу око избора типа језгра посебно треба водити рачуна о следећим карактеристикама гумене траке:

Крутост - трака мора бити довољно крута како би одржала облик корита у простору између слогова ваљака како би се омогућило лако кретање траке и транспортованог материјала преко ваљака. Одређена крутост је такође потребна како би се избјегло савијање и деформација траке у попречном смијеру, укљештење траке, итд. Ова особина је директна супротност савитљивости траке која ће бити обрађена даље у тексту. (Игњатовић, 2020)

Како су растојања између ваљака стандардизована, способност ношења терета се смањује са порастом ширине траке и оптерећења. Према томе, јачи каркас је потребан при примени веће ширине траке, пошто је оптерећење квадратна функција носеће ширине траке. Осим тога, јачи каркас ће бити потребан у случају материјала веће насипне запреминске масе, због веће масе која оптерећује ваљке. (Игњатовић, 2020)

Изддржљивост на напрезања услед удара - избор типа каркаса такође зависи и од његове способности да поднесе поновљена напрезања настала као последица удара материјала на мјесту утовара. Сваки пресјек траке пролази испод утоварног лијевка на крају сваког пуног циклуса. Уколико постоји само једно утоварно мјесто, трајање утоварног циклуса износи $2L/v$. Трајање циклуса може бити у распону од неколико секунди до неколико минута, у зависности од дужине транспортера и брзине траке. (Игњатовић, 2020)

Савитљивост - чак и када је празна, трака мора да налијеже на ваљке. Пожељно је да се при избору траке усвоји она са нешто већом савитљивошћу од минимално потребне. У општем случају, за оцјену савитљивости може да послужи једноставан визуелни тест – савитљивост траке је одговарајућа уколико најмање 35 – 40 % ширине празне траке остварује контакт са ваљцима. Подразумијева се да мора постојати контакт са средњим ваљком. Савитљивост траке расте са порастом ширине, а опада са порастом дебљине траке. Пошто је каркас веће затезне чврстоће дебљи, савитљивост траке опада са порастом затезне чврстоће. Према

томе, трака ће за одређену конструкцију бити савитљива до неке граничне минималне вриједности ширине. Провјера савитљивости се врши тек након провјере да ли каркас задовољава раније наведене критеријуме. (Игњатовић, 2020)

Избор дебљине облоге траке

Доња и горња облога траке штите каркас од слабљења током њеног радног века. За разлику од каркаса траке, не постоји дефинитиван метод за прорачун дебљине горње и доње облоге траке, већ се избор врши на основу емпиријских података и искустава корисника, пројектанта и произвођача. При избору дебљине облога траке пожељна пракса је да се усвајају веће вриједности. Овим се постиже дужи радни вијек, како облоге, тако и траке, што ће више него надокнадити повећање у цијени траке услед 0,5 или 1 милиметар веће дебљине облоге. (Игњатовић, 2020)

Одговарајуће врсте, а самим тим и особине облога бирају се према условима експлоатације, као и према посебним захтјевима, као што су, рад при ниским или високим температурама, отпорност на запаљивост и сл. (Игњатовић, 2020)

Дебљина облога такође зависи од услова експлоатације. За заштиту језгра траке неопходно је његово прикривање слојем, чија дебљина зависи од врсте траке. Тај слој прихвата се као минимална дебљина носеће и доње облоге. Дебљина доње облоге - доња облога траке мора да задовољи следеће захтјеве:

- мора бити у стању да поднесе абразију до које долази при преласку преко носећих ваљака, проузроковану прашином и ситним комадима транспортованог материјала,
- мора имати довољну у дебљину како би била могућа нормална вулканизација спојева,

- при транспорту крупнокомадног материјала, доња облога учествује при амортизацији удара комада на месту утовара, па мора бити сходно томе и димензионисана,
- код трака са каркасом од челичне ужади, дебљина мора бити довољна да би обезбиједила правилну расподјелу сила између гуме и ужади. (Игњатовић, 2020)

Дебљина горње облоге - потребна дебљина горње облоге директно зависи од абразивности, крупноће и облика комада транспортованог материјала и од времена трајања транспортног циклуса. До хабање горње облоге долази дијелом на мјесту утовара, а дијелом током транспорта до истоварног места, услед осциловања комада материјала. (Игњатовић, 2020)

При избору дебљине горње облоге траке, потребно је водити рачуна о следећем:

- већа дебљина облоге је потребна при транспорту абразивнијих материјала,
- крупнија гранулација транспортованог материјала захтева већу дебљину омотача, како би се напрезања равномерније распоређивала,
- уколико комади транспортованог материјала имају оштре ивице, потребно је повећати дебљину облоге,
- да би се вулканизација обавила на адекватан начин мора постојати одређена минимална дебљина облоге,
- због конструкције каркаса, потребе за одговарајућом бочном крутошћу и потребе за правилном расподјелом ударних напрезања при утовару, траке са челичним ужадима морају имати нешто већу дебљину горње облоге од текстилних трака,
- са скраћењем трајања транспортног циклуса (на пример, у случају мале дужине транспортера или велике брзине транспорта) потребно је примјенити већу дебљину облоге на носећој страни. (Игњатовић, 2020)

Избор прекидне чврстоће траке

Једна од главних функција траке је да издржи напрезања која настају као последица транспорта материјала, вучне силе и затезања. Ова напрезања константно дијелују на траку у току рада транспортера. Напрезања у датом попречном пресеку ће увек бити позитивна, али ће се њихов интензитет мијењати како се пресјек креће по контури транспортера. Ова напрезања савлађује само каркас траке, због велике еластичности омотача. (Игњатовић, 2020)

Пројектант мора да изабере каркас који ће моћи да поднесе прорачуната напрезања, задржавајући потребан коефицијент сигурности, а да у исто време димензионише транспортер који ће задовољавати економске критеријуме. Ово се своди на избор каркаса са најнижом прекидном чврстоћом, који у потпуности задовољава захтјеве сигурности. (Игњатовић, 2020)

Каркас траке се може изабрати само уколико су позната напрезања која ће се јављати у траци. Уздужно истезање и кидање гумене траке настаје као последица:

- оптерећења језгра траке радним силама ради савлађивања отпора кретања и убрзавања,
- разлике у напрезањима која се јављају у елементима језгра траке услед савијања траке на бубњевима, промене угла корита, проласка кроз хоризонталне и вертикалне кривине и окретања траке. (Игњатовић, 2020)

Као мјеродавно напрезање за избор номиналне чврстоће траке (σ_n) прихвата се прва група оптерећења. (Игњатовић, 2020)

Силе у траци мијењају се зависно од разматраног положаја пресјека и од оптерећења транспортера. На транспортерима са променљивим нагибом затезна сила у траци зависи такође од редослиједа оптерећења на појединим секторима транспортера. Као мјеродавна сила за избор прекидне чврстоће траке (σ_n) узима

се максимална сила (F_{max}) која се јавља на најнеповољнијем месту и код најнеповољније варијанте оптерећења траке. (Игњатовић, 2020)

Најкритичнија места траке су спојеви. Дакле, као услов за избор траке треба узети издржљивост споја за предвиђено вријеме рада транспортера, израженог у броју обртних циклуса траке. (Игњатовић, 2020)

Уколико је полазни услов за избор траке са текстилним улошцима, издржљивост њеног језгра при статичким оптерећењима, неопходно је узети у обзир неравномјерност расподјеле напрезања у улошцима траке. (Игњатовић, 2020)

Према томе, када се одређује минимална прекидна чврстоћа траке или номинална прекидна чврстоћа транспортне траке, треба да се узме у обзир:

- губитак чврстоће на спојевима (наставцима) траке, и
- фактор сигурности у стационарном и нестационарном режиму рада. (Игњатовић, 2020)

Произвођачи трака дају максимално дозвољено напрезање као номиналну вриједност (σ_n) што, подразумијева да се то напрезање не смије прекорачити у стационарном режиму рада, односно:

$$\sigma_n \geq \frac{K_s \cdot F_{max}}{B} \text{ [kN/m]}$$

где је:

K_s – коефицијент сигурности;

F_{max} – максимална сила у траци за време рада транспортера, [kN];

B – ширина траке, [m].

Коефицијент сигурности - различити стандарди (DIN 22101, ISO 5048, СЕМА, итд.) дефинишу коефицијенте сигурности који ограничавају напрезања траке. Разликујемо двије врсте коефицијената сигурности: коефицијенте базиране на стационарном режиму рада транспортера и коефицијенте базиране на нестационарном режиму рада транспортера. (Игњатовић, 2020)

Минимални потребни коефицијент сигурности траке дат је изразом:

$$K_s = \frac{1}{1 - (r_0 + r_1 + r_2)}$$

Изабрана прекидна чврстоћа траке мора испуњавати следеће зависности:

$$\text{– стационарни режим: } \sigma_n > \frac{F_{sta}}{1 - r_{verb}} \cdot K_{sta} \quad [\text{kN/m}]$$

$$\text{– нестационарни режим: } \sigma_n > \frac{F_{nesta}}{1 - r_{verb}} \cdot K_{nrsta} \quad [\text{kN/m}]$$

Коефицијент сигурности K_{sta} и K_{nesta} рачунају се из следећих зависности:

$$K_{sta} = \frac{1}{1 - (r_0 + r_1 + r_2)}$$

$$K_{nesta} = \frac{1}{1 - (r_0 + r_1)}$$

гдје је:

r_0 – коефицијент који узима у обзир опадање издржљивости траке у времену и утицај динамичких оптерећења;

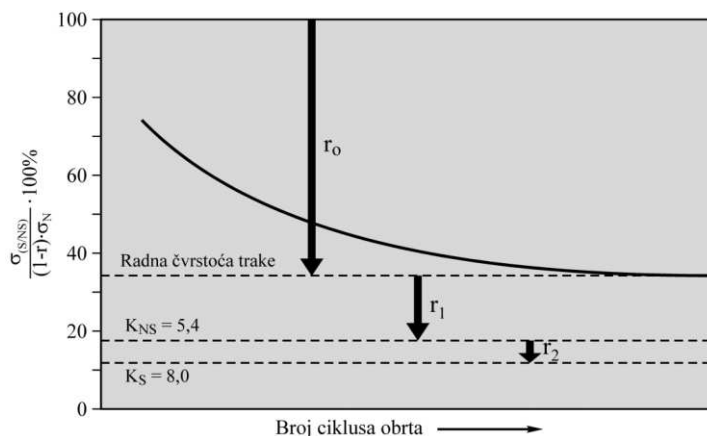
r_1 – коефицијент који узима у обзир утицај додатних издужења траке за вријеме преласка траке преко бубњева, савијања траке у кориту и окретања траке;

r_2 – коефицијент који узима у обзир вршна оптерећења траке при покретању и кочењу;

r_{verb} – пад статичке издржљивости у саставу траке;

F_{sta} – максимално напрезање у траци у стационарном режиму рада и томе одговарајући коефицијент сигурности K_{sta} ;

F_{nesta} – максимално напрезање у траци у нестационарном режиму рада и томе одговарајући коефицијент сигурности K_{nesta} ; (Игњатовић, 2020)



Слика 7. Коефицијент опадања чврстоће траке у функцији броја обртних циклуса (Игњатовић, 2020)

Димензионисање ваљака и слогова ваљака

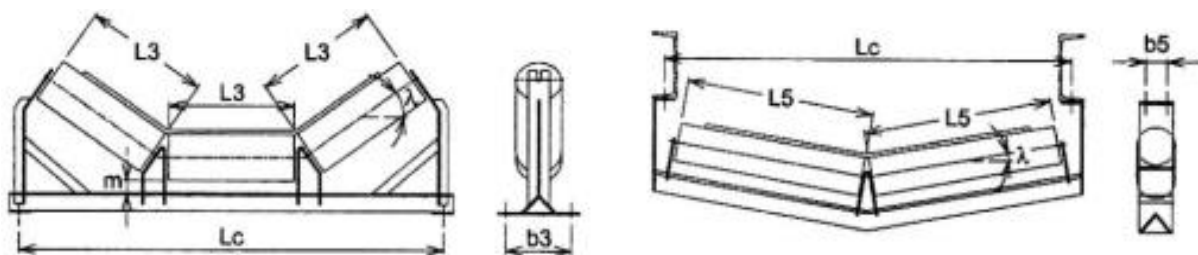
Примарна функција ваљака је ношење траке и терета. Поред ове функције они својим обликом одређују и профил траке. (Цветановић, 2018)

Ваљци су распоређени дуж траке на релативно малом растојању и због њиховог великог броја имају значајан утицај на инвестиционе и текуће трошкове. Њихово учешће у инвестиционим трошковима је до 25 %. Технички век ваљака је 36.000 часова, а временски зависи од услова рада и креће се од 4 до 6 година. (Цветановић, 2018)

Већина земаља има своје стандарде за димензионисање ваљака и слогова као што су DIN 15207, DIN 22107, ISO 1537, и други, међутим, доминантни тренд последњих година је да се димензије ваљака стандардизују, како би се олакшало пројектовање постројења и наручивање ваљака од различитих произвођача. У складу с тим, сви произвођачи су дужни да производе ваљке истих габаритних димензија. На овај начин, ваљци пројектовани према било ком стандарду ће физички моћи да се монтирају на било које постројење.

Стандарди најчешће не прописују унутрашњу конструкцију ваљка већ је дизајн конструкције препуштен произвођачу. Препоручује се да се при димензионисању постројења пројектант придржава релевантног стандарда за потребе уговора или одређеног пројекта. (Игњатовић, 2020)

Када су у питању слогови ваљака, унифицирањем су обухваћене: дужина средњег ваљка, угао нагиба бочних ваљака, минимално растојање између најниже тачке средњег ваљка и попречне греде – клиренс (како би се омогућио неометани рад постројења и поред нагомилавања материјала), итд. (Игњатовић, 2020)

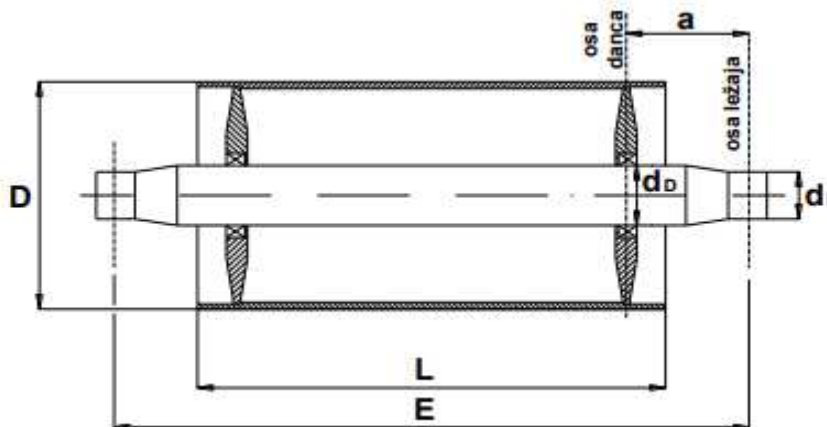


Слика 8. Слогови ваљака са носеће и повратне стране (Игњатовић, 2020)

Избор бубњева

Пречник бубња је веома битан и треба га рационално бирати, а зависи од низа фактора :

- броја бубњева на једном транспортеру,
- локације транспортера (површинска или поцемна),
- ширине траке,
- обухватног угла траке око бубња,
- ободне силе на бубњу и врсте траке ,
- специфичног притиска траке на бубањ,
- дужине транспортера и
- фреквенције напрезања на савијање траке. (Игњатовић, 2020)



Слика 9. Основне димензије бубња (Игњатовић, 2020)

D – пречник бубња, L – дужина плашта бубња, E – осно растојање лежајева бубња, d_D – пречник осовине (вратила) на месту дијафрагме/данца, d_L – пречник осовине (вратила) на месту лежаја, a – растојање између осе дијафрагме и осе лежаја

Када се говори о избору пречника бубња треба нагласити следеће:

- са повећањем пречника бубња побољшавају се услови рада и вијек гумене траке али у исто време повећавају се и габарити и маса бубња, а самим тим и преносни однос редуктора, његови габарити и маса. Сходно овоме пречник бубњева по правилу треба да буде већи него што је неопходно за обезбеђење нормалних услова рада траке.
- Сходно овоме пречник погонског бубња утиче не само на цијену и масу погонског уређаја, него има не мали утицај на помјерање транспортера и потребну механизацију за одржавање транспортера.
- При избору пречника погонског бубња треба узети у обзир следеће основне факторе: дебљину траке и зависно од ње напрезање на савијање траке око бубња, средњи специфични притисак између траке и бубња, фреквенције тј учесталост на напрезања на савијање траке што је у функцији од броја бубњева типа и намјене транспортера, дужине транспортера итд. (Игњатовић, 2020)

Погонски бубањ као основни елемент погонске станице преноси обимну силу на траку путем трења. Да би се створили услови за пренос обимне силе путем трења, трака мора да буде затегнута, што се остварује преко затезне станице. (Цветановић, 2018)

Према ЈУС-у пречник погонског бубња се одређује по обрасцу:

$$D = \frac{360 \cdot P}{\pi \cdot p \cdot \alpha \cdot B} \text{ [cm]}$$

где је:

P – ободна сила на погонском бубњу, који се добија из односа

$$N_{ef} = \frac{v \cdot P}{1000} \text{ [kW]} \quad P = \frac{1000 \cdot N_{ef}}{v} \text{ [kN]}$$

N_{ef} – потребна снага на погонском бубњу, [kN];

v – брзина кретања траке, [m/s];

p – способност преношења траке са бубња (специфични притисак траке и бубња)

$p = 1,6 - 2$ [N/cm²] – за памучне, текстилне улошке,

$p = 2,5 - 3,5$ [N/cm²] – за вјештачка влакна,

$p = 5 - 6$ [N/cm²] - са челичним ужадима,

α – обухватни угао траке око бубња, [°]

B – ширина траке, [cm]. (Игњатовић, 2020)

За правилан избор погонског бубња ЈУС стандарди предвиђају утврђивање још два елемента

1. Вриједност снаге по једном обртају:

$$S = \frac{N_{ef}}{n}$$

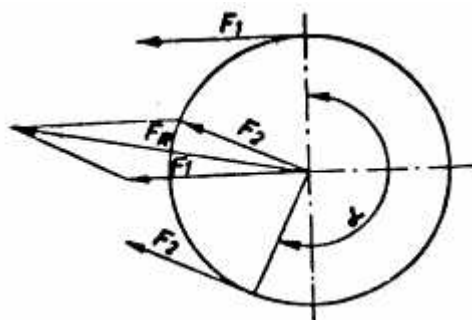
гдје је:

N_{ef} – ефективна снага на погонском,

n – број обртаја погонског бубња

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D}$$

2. Проверу да ли резултантна сила која делује на осу бубња не прекорачује дозвољену вредност S_{max} која у таблицама одговара изабраном пречнику и вредности снаге по једном обртају. (Игњатовић, 2020)



Slika 10. Распоред сила на погонском бубњу

$$S_r = \sqrt{S_n^2 + S_s^2 - 2 \cdot S_s \cdot S_n \cdot \cos \alpha}$$

S_n – затезна сила на наилазном краку,

S_s – затезна сила на силазном краку.

На бази услова $S_{\max} \geq S_r$ врши се избор бубња из стандардних таблица, разумљиво уз одговарајуће вредности D и S . У табlici су дати дужина бубња, ознака лежајева и кућишта као и друге димензије. (Игњатовић, 2020)

Код транспортера са два погонска бубња, пречник и остале карактеристике рачунају се само за први бубањ. За други бубањ се усвајају исте димензије као и за први. Поступак за прорачун је аналоган претходно описаном. (Игњатовић, 2020)

Пречник непогонских бубњева, дакле бубњева типа Б и Ц изузев отклонских одређује се по обрасцу:

- за сув погон $D \geq (0,100 - 0,125) z$

- за влажан погон $D \geq (0,05 - 0,065) z$

За отклонске (усмјеравајући) бубњева:

- за сув погон $D \geq (0,08 - 0,10) z$

- за влажан погон $D \geq (0,05 - 0,06) z$

Друге карактеристике за ове бубњева се одређују из услова $S_n = S_s$, $S_r \leq S_{\max}$ гдје је резултујућа сила:

$$S_r^2 = S_n^2 + S_s^2 - 2 \cdot S_s \cdot S_n \cdot \cos(180 - \alpha_1)$$

$$S_r = S_n \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)}$$

Код одложних бубњева тј. код бубњева за одбацивање $S = S_n$, а код свих других бубњева (усмеравајућих, затезних и др) $S = S_n$.

Ширина тј. дужина бубња и размака лежајева се бира из таблица на бази ширине траке Ширина бубња се увек усваја већа како би се компензовало лоше центрирање траке у току рада. Стандардне вредности ширина су дате у табели 6. (Игњатовић, 2020)

Табела 6. Ширине траке и бубњева (Игњатовић, 2020)

b	300	400	500	650	800	1000
L	400	500	600	750	950	1150
b	1200	1400	1600	1800	2000	2200
L	1400	1600	1800	2000	2300	2500

Носећа конструкција

Носећа конструкција повезује све елементе транспортера у једну целину. Поред носећа елемената омогућава заштиту од спољних атмосферских утицаја. Код транспортера за расуте терете великих дужина конструкција је сложена и прати конфигурацију терена, а код лаких транспортера је компактна и повезује елементе транспортера. (Цветановић, 2018)

Носиви ваљци, погонски и затезни бубњеви те ако постоје утоварни и истоварни уређаји монтирају се на носиву конструкцију транспортера. Носива конструкција стационарних транспортера причвршћена је на под или на мост за транспортере, а у рудницима је обично објешена о ланце или челичну ужад. (Боровић, 1997)

Носива конструкција се може израдити тако да се транспортер може преносити или превозити. Доњи, јалови дио траке подупире се дугачким носивим ваљком. Носиви ваљци су избалансирани и имају ваљне лежајеве с трајним подмазивањем. На местима утовара, гдје се налазе уређаји за пуњење трака, најчешће се носиви ваљци постављају врло густо и облажу са меканом гумом да би се ублажили ударци. (Боровић, 1997)

Већи преносни капацитет материјала се постиже ако се умјесто једног носивог ваљка у слог носивих ваљака смјесте два до пет краћих носивих ваљака тако да трака добије коритаст облик с кутовима нагиба бокова 15° – 36° . (Боровић,1997)

Уграђивањем окретног слога носивих ваљака с малим ваљцима са стране уграђенима сваких 20 - 25 метара постиже се потпуно раван ход траке на равним дионицама и тачно вођење траке завојима транспортера. Промјери носивих ваљака су 65 – 220 милиметара. (Боровић,1997)

3.2. Прорачун и избор транспорта

3.2.1. Прорачун тракастог транспортера

Тракасти транспортер ће се састојати из три дионице: прва T_{r1} са дужином 168 m друга T_{r2} дужине од 445 m, док дужина треће дионице T_{r3} износи 542 m. Предходно је задат капацитет тракастог транспортера, па према томе потребно је дефинисати и прорачунати параметре.

Прорачун ширине траке

Ширина транспортне траке одређује се у зависности од пројектованог часовног капацитета, облика профила материјала на траци, брзине кретања транспортне траке и карактеристика угља (насишне запреминске масе, крупноће и угла нагиба угља на траци у стању кретања).

Брзина кретања транспортне траке усваја се у зависности од врсте и карактеристика угља, услова рада и дужине транспортног пута.

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q_n}{K \cdot K_\lambda \cdot v \cdot \gamma_n}} \right)$$

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{1000}{510 \cdot 0,99 \cdot 3,35 \cdot 0,85}} + 0,05 \right) = 0,972 \text{ m} = 972 \text{ mm}$$

гдје су:

v – стандардна брзина кретања траке ($v = 3,35 \frac{m}{s}$),

γ_n – запреминска маса транспортованог материјала ($\gamma_n = 0,85 \text{ t/m}^3$),

k_λ – коефицијент смањења капацитета траке због нагиба према хоризонталу ($k_\lambda = 0,99$),

$K = 510$ - коефицијент ефективности за капацитет транспортера.

Критеријум највеће величине комада

$$B > 2 \cdot 300 + 200$$

$$B > 800 \text{ mm}$$

Усвајам ширину траке 1000 mm типа St 1000, чије су карактеристике: $\sigma_k = 1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$; $\gamma_t = 19.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$; $h = 14 \text{ mm}$.

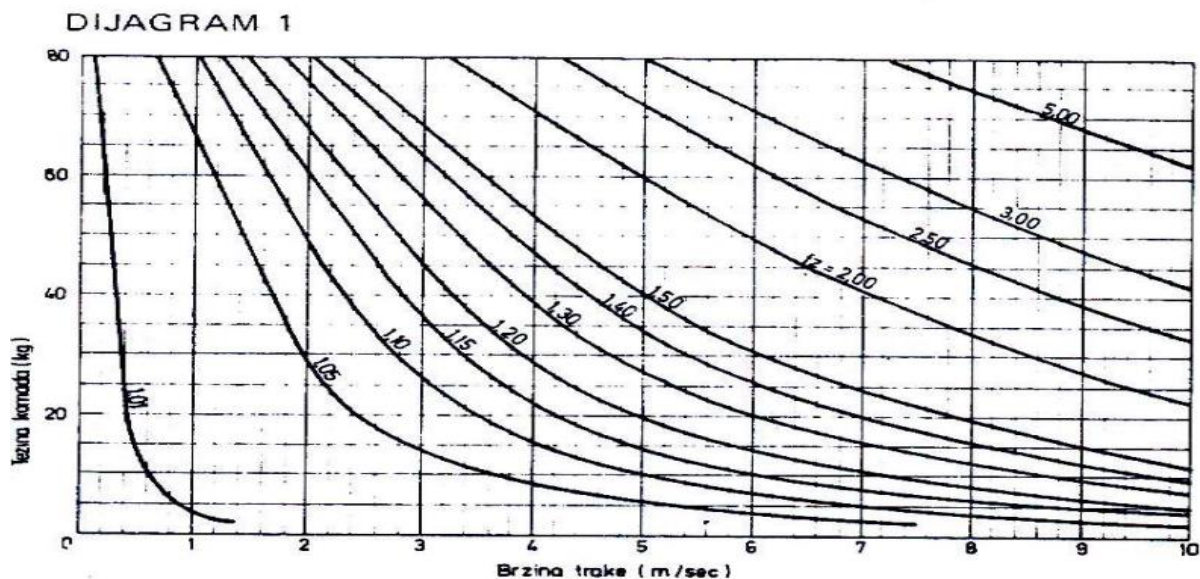
Максимална носивост ваљака

$$\gamma_v = \gamma_n \cdot l_n = 0.85 \cdot 1.3 = 1.10 \frac{\text{t}}{\text{m}^2}$$

Гдје је растојање носећих слојева ваљака $l_n = 1300 \text{ mm}$

Фактор динамичких удара

На основу задате брзине траке и највеће тежине комада која износи 60 килограма, са дијаграма усвајамо фактор динамичких удара $Fz = 1.40$.



Слика 11. Дијаграм динамичких фактора удара (TTU Tuzla, Energoinvest“, каталог 241, лист 08 75 000)

Избор ваљака

На основу израчунатих Fz , γ_v и познате ширине (B) и брзине траке (v) бира се пречник ваљака. Избор ваљак врши се по каталогу произвођача „TTU Tuzla, Energoinvest“.

Izbor valjaka tipa VG za koritastu traku sa tri valjaka ($\theta=30^\circ$) za $v=3,35 \div 6,7$ m/sec. TABELA 2A

ŠIRINA TRAKE B (mm)	VALJAK tip VG Пречник D (mm) IЗМЕНА	BRZINA TRAKE v' (m/sec)																															
		3,35 4,25 5,30 6,70																															
		DINAMIČKI FAKTOR UDARA fz																															
		MAKSIMALNA DOZVOLJENA NOSIVOST VALJKA * tab (Mg/m²)																															
650	51	0,5	1,0	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50	2,00	0,5	1,0	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50	2,00	2,50	3,00	1,0	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50	2,00	2,50	3,00	5,00	0,0			
	603																																
	89	1																															
	108	1	2,8	2,7	2,6	2,5	2,3	2,1	1,9	1,4																							
800	603																																
	89	1																															
	108	1	2,8	2,7	2,6	2,5	2,3	2,1	1,9	1,4																							
	133	2	3,1	2,9	2,8	2,7	2,4	2,2	2,1	1,5																							
1000	89																																
	108	1	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	0,9																							
	133	2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	0,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	0,9	0,7														
	159	3	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6													
1200	108	1	1,1	1,1	1,0	1,0	0,9	0,8	0,8	0,5																							
	133	2	1,2	1,2	1,1	1,1	1,0	0,9	0,8	0,6	1,1	1,1	1,0	1,0	0,9	0,8	0,7	0,5	0,4														
	159	3	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,6	1,1	1,1	1,0	1,0	0,9	0,8	0,7	0,5	0,4													
	194	4	1,5	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,8	1,1	1,1	1,0	1,0	0,9	0,8	0,7	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
1400	108	1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,4	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3															
	133	2	1,0	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,4	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3															
	159	3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,4	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3														
	194	4	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,4	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
1600	133	2	1,1	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3														
	159	3	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9	0,8	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3					
	194	4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	0,9	0,8	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
	194	4	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
1800	133	2	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9	0,8	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3					
	159	3	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	0,9	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3					
	194	4	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
	194	4	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
2000	133	2	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	0,9	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3					
	159	3	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
	194	4	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				
	194	4	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,5	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,3	0,3				

Слика 12. Табела за избор ваљака произвођача „TTU Tuzla, Energoinvest“ (TTU Tuzla, Energoinvest“, каталог 241, лист 08 75 000

На основу усвојеног пречника ваљка, ширине траке и броја ваљака у слогу из табеле са слике 13. очитавају се карактеристике усвојеног ваљка.

K A R A K T E R I S T I K E					M J E S T O U G R A D N J E N A T R A N S P O R T E R I M A S A G U M E N O M T R A K O M																									
D (mm)	L (mm)	IZVEDBA	TEŽINA (kg)		CIJENA	BROJ PRO- IZVO- DA	ŠIRINA TRAKE (mm)						OBLIK PRESJEKA TRANSPORTERA																	
			G ¹⁾	G ₀ ²⁾			800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	N3	P1	P2	N3	P1	P2	N3	P1	P2	N5	N3	P1	P2	N5	N3	P1	P2
133	315	1	7,0	5,6		014																								
		2	7,5	6,0		015																								
	380	1	8,2	6,7		018																								
		2	8,9	6,8		019																								
		3	11,6	8,7		020																								
	420	2	10,2	7,2		355																								
		3	11,8	8,4		356																								
		1	8,9	7,0		025																								
	465	2	10,6	8,1		026																								
		3	13,4	10,1		027																								
		1	11,2	9,1		033																								
	530	2	12,1	9,2		034																								
		3	14,9	11,2		035																								
		2	13,4	10,4		039																								
	600	3	16,8	12,6		040																								
		1	13,9	11,2		109																								
		2	14,7	11,3		110																								
	670	3	18,5	13,9		046																								
		1	16,2	13,2		118																								
		2	16,9	13,3		119																								
	750	3	21,0	15,9		052																								
		2	19,5	15,0		122																								
		1	19,5	15,7		086																								
	900	2	20,6	15,9		087																								
		2	19,5	15,0		122																								
		1	20,6	15,9		087																								
	1000	2	21,6	16,6		126																								
		2	24,6	18,8		130																								
		1	23,4	18,9		095																								
	1150	2	24,8	19,0		096																								
1		28,4	22,8		104																									
2		29,8	22,9		105																									
1400	1	32,3	26,0		114																									
	2	34,0	26,2		115																									
	3	41,0	29,6		161																									
1800	3	46,0	33,0		165																									
	3	51,0	36,5		169																									

Слика 13. Табела са карактеристикама ваљака произвођача „ТТУ Тuzла, Energoinvest“ (ТТУ Тuzла, Energoinvest“, каталог 241, лист 08 75 000)

На основу претходних података усваја се пречник ваљка са носеће стране $D=133$ mm у изведби 1, дужине $l_0 = 380$ mm и масе ротирајућих дијелова $m_0 = 6.7$ kg, за брзину траке $v = 3.35 \frac{m}{s}$, фактор динамичких удара износи 1.4.

Са повратне стране усвајам пречник ваљка $D=133$ mm, дужине $l_0 = 530$ mm у изведби 2, масе ротирајућих дијелова $m_0 = 9.2$ kg.

Снага погона и силе у траци

Снага погона (N и kW) одредује се из услова рада (температуре околине, запрашеност и влажност) и оптерећења која се у експлоатацији транспортера могу појавити без обзира на дужину њиховог дјеловања. Услове рада транспортера дефинишу одговарајући коефицијенти (с, f, μ) а оптерећења покретне масе (m_R , m_G , m_L) и вријеме покретања (t_R) и заустављања транспортера

(тв). Уколико је траса транспортера изломљена са промјенљивим нагибом дионица у паду или успону, неопходно је урадити анализу карактеристичних стања оптерећености без обзира на дужину дјеловања.

Дионице транспортера са успоном имају позитивне вриједности укупних отпора кретања траке ($T > 0$) а дионице са падом имају негативне вриједности укупних отпора кретања траке ($T < 0$). Избор и димензионисање елемената транспортера дефинишу максимална оптерећења без обзира на дужину њиховог дјеловања. Прорачун ефективне снаге погона израчунава се обрасцем:

$$N_{ef} = \frac{T \cdot v}{\eta}$$

Предходни образац дефинише прорачун ефективне снаге погона у случају када су дионице транспортера са успоном ($T > 0$) а у случају када су дионице транспортера са падом, прорачун ефективне снаге погона дефинисан је обрасцем:

$$N_{ef} = T \cdot v \cdot \eta$$

гдје је:

v – брзина кретања траке ($v = 3,57 \frac{m}{s}$),

T – укупан отпор кретању траке,

η – степен искоришћења погона ($\eta = 0,93$).

Прорачун укупног отпора кретања траке дефинисан је обрасцем:

$$T = c \cdot f \cdot L \cdot (m_o + m_U + 2m_G + m_L) \cdot g \pm m_L \cdot H \cdot g$$

гдје је:

c – коефицијент дужине транспортера који представља секундарне отпоре кретања траке као што су отпори трења у вођицама, отпори брисача, отпори на пресипу,

f – коефицијен трења ваљака и непогонских бубњева ($\phi=0,027$),

L – дужина анализираниог сегмета транспортера са гуменом траком,

m_L – маса транспортованог материјала,

m_o – маса ротирајућих елемената у горњем краку траке,

m_U – маса ротирајућих елемената у доњем краку траке,

m_G – маса транспортне траке.

Прорачун укупног отпора и ефективне снаге за транспортер са гуменом траком T_{r1} :

Маса транспортованог материјала дефинисана је следећим обрасцем:

$$m_L = \frac{Q_m}{3,6 \cdot v}$$

$$m_L = \frac{1000}{3,6 \cdot 3,35}$$

$$m_L = 82,92 \frac{\text{kg}}{\text{m}'}$$

Маса ротирајућих елемената у горњем краку траке дефинисан следећим обрасцем:

$$m_o = \frac{3 \cdot m_{vo}}{l_o} + \frac{n_b \cdot m_b}{L_{tr2}}$$

$$m_o = \frac{3 \cdot 6,7}{1} + \frac{1 \cdot 565}{168}$$

$$m_o = 23,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

m_{vo} – обртна маса горњих ваљака ($m_{vo} = 6,7 \text{ kg}$),

m_b – обртна маса непогонских бубњева транспортера ($m_b = 565 \text{ kg}$)

l_o – међусобно растојање горњих слогова ваљака ($l_o = 1 \text{ m}$)

L_{tr1} – дужина транспортера са гуменом траком T_{r1} ($L_{tr1} = 168 \text{ m}$).

Маса ротирајућих елемената у доњем краку траке дефинисан следећим обрасцем:

$$m_U = \frac{m_{vu}}{l_o} + \frac{n_b \cdot m_b}{L_{tr2}}$$

$$m_U = \frac{1 \cdot 9,2}{3} + \frac{3 \cdot 365}{168}$$

$$m_U = 9,58 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

m_{vu} – обртна маса горњих ваљака ($m_{vu} = 9,2 \text{ kg}$),

m_b – обртна маса непогонских бубњева транспортера ($m_b = 365 \text{ kg}$)

l_u – међусобно растојање доњих слогова ваљака ($l_u = 3 \text{ m}$).

Маса транспортне траке дефинисана је следећим обрасцем:

$$m_G = \gamma_t \cdot B$$

$$m_G = 19,5 \cdot 1$$

$$m_G = 19,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

γ_t – специфична маса траке ($\gamma_n = 19,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$).

Прорачун укупног отпора транспортера са гуменом траком T_{r1} :

$$T_{r1} = c \cdot f \cdot L_{tr1} \cdot (m_o + m_U + 2m_G + m_L) \cdot g \pm m_L \cdot H \cdot g$$

$$T_{r1} = 1,56 \cdot 0,027 \cdot 168 \cdot (23,4 + 9,58 + 2 \cdot 19,5 + 82,92) \cdot g + 82,92 \cdot 7,2 \cdot g$$

$$T_{r1} = 16\,609,52 \text{ N}$$

Прорачун ефективне снаге погона транспортера са гуменом траком T_{r1} :
дсфа дсдсд

$$N_{eftr1} = \frac{T_{r1} \cdot v}{\eta}$$

$$N_{eftr1} = \frac{16609,52 \cdot 3,35}{0,93}$$

$$N_{eftr1} = 59,9 \text{ kW}$$

Усваја се електромотор снаге 75 kW.

Прорачун силе у наилазном и силазном краку за транспортер Т₁

$$N_m = \frac{N_{ef}}{\eta} \Rightarrow N_{ef} = N_m \cdot \eta = 75 \cdot 0,93 = 69,75 \text{ kW}$$

$$N_{ef} = \frac{P_v \cdot v}{10^3} \Rightarrow P_v = \frac{10^3 \cdot N_{ef}}{v} = \frac{10^3 \cdot 69,75}{3,35} = 20,82 \text{ kN}$$

$$P_v = S_n - S_s = S_n - \frac{S_n}{e^{\mu\alpha}} = \frac{S_n \cdot e^{\mu\alpha} - S_n}{e^{\mu\alpha}} = \frac{S_n \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha}} \Rightarrow$$

$$\left(\text{на основу } \frac{S_n}{S_s} = e^{\mu\alpha} \Rightarrow S_s = \frac{S_n}{e^{\mu\alpha}} \right)$$

$$\Rightarrow S_n = \frac{P_v \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{20,82 \cdot 3}{3 - 1} = 31,23 \text{ kN}$$

$$P_v = S_n - S_s = 20,82 = 31,23 - S_s$$

$$S_s = 10,4 \text{ kN}$$

Прорачун пречника погонског бубња

$$D_b \geq \frac{360 \cdot P_t}{\pi \cdot \alpha \cdot B \cdot P_{doz}}$$

$$D_b \geq \frac{360 \cdot 20,82}{3,14 \cdot 210 \cdot 1 \cdot 12}$$

$$D_b \geq 0,95 \text{ m}$$

Усвајам пречник бубња **D = 1000 mm**

Из каталога за бубњеве, табела 7., за D = 1000 mm и B = 1000 mm, добијамо дужину бубња тип А : L_b = 1150 mm и размак између лежајева l₁ = 1370 mm.

Табела 7. Подјела бубњева у зависности од пречника бубња и ширине траке (Игњатовић, 2012)

Ширина траке, B [mm]	Дужина бубња, L_b [mm]	Размак лежаја, l_1 [mm]	Пречник бубња D , [mm]							
			250	315	400	500	630	800	1000	1250
			Тип бубња							
400	500	720	В	В,С	А,В,С	А	/	/	/	/
500	600	820	В	В,С	А,В,С	А,В,С	А	/	/	/
650	750	970	В	В,С	А,В,С	А,В,С	А,В	/	/	/
800	950	1160	В	В	А,В,С	А,В,С	А,В,С	А,В	/	/
1000	1150	1370	/	В	А,В,С	А,В,С	А,В,С	А,В,С	А,В	/
1200	1400	1610	/	В	В,С	А,В,С	А,В,С	А,В,С	А,В	/
1400	1600	1850	/	В	В,С	А,В,С	А,В,С	А,В,С	А,В,С	А,В

Резултујућа сила бубња за тип А износи:

$$F_r = \sqrt{S_n^2 + S_s^2 - 2 \cdot S_n \cdot S_s \cdot \cos \alpha} = \sqrt{31,23^2 + 10,04^2 - 2 \cdot 31,23 \cdot 10,04 \cdot \cos 210^\circ} = 40,24 \text{ kN}$$

На основу тога узима се бубањ А из каталога, табела 8., за $L_b = 1150$ mm и $F_r = 40,24$ kN добија се $s = 0,942$ и $F_{\max} = 90$ kN.

Табела 8. Карактеристике бубња тип А (Игњатовић, 2012)

L_b [mm]	s [kW/min ⁻¹]	F_{max} [N]	Ležaj	Kućište	l_u [mm]	l_1 [mm]	l_2 [mm]	d [mm]	l_3 [mm]	b_2^* [mm]	k_b [mm]	z_b [mm]
950	0,508	58000	21319	A 200	1495	1160	665	90	170	25	95,3	55
	0,942	93000	22224	A 215	1535	1160	665	110	210	28	116,1	55
	1,47	140000	22228	A 250	1605	1160	680	130	250	32	136,9	40
	2,38	190000	22232	A 290	1625	1160	690	150	250	36	157,7	30
1150	0,942	90000	22224	A 215	1745	1370	770	110	210	28	116,1	60
	1,47	130000	22228	A 250	1815	1370	785	130	250	32	136,9	45
	2,38	190000	22232	A 290	1835	1370	795	150	250	36	157,7	35
1400	0,508	52000	21319	A 200	1945	1610	890	90	170	25	95,3	55
	0,942	85000	22224	A 215	1985	1610	890	110	210	28	116,1	55
	1,47	110000	22228	A 250	2055	1610	905	130	250	32	136,9	40
	2,38	180000	22232	A 290	2075	1610	915	150	250	36	157,7	30
1600	0,942	80000	22224	A 215	2225	1850	1010	110	210	28	116,1	75
	1,47	120000	22228	A 250	2295	1850	1025	130	250	32	136,9	60
	2,38	170000	22232	A 290	2315	1850	1035	150	250	36	157,7	50

Усваја се Бубањ А – 1000 x 1150x 0,942 SRPS M.D2.060

Пречник повратног бубња:

$$D_p = 0,75 \cdot D = 0,75 \cdot 1000 = 750 \text{ mm}$$

Усвајам пречник повратног бубња $D_p = 800 \text{ mm}$

Резултујућа сила бубња за тип Б износи:

$$F_r = S_s \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)} = 10,4 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 90^\circ)} = 14,71 \text{ kN}$$

Узима се бубањ Б из каталога, табела 9., са $L_b = 1150 \text{ mm}$ и $F_{max} = 32 \text{ kN}$.

Табела 9. Карактеристике бубња тип Б (Игњатовић, 2012)

L_b [mm]	F_{max} [N]	Ležaj	Kućište	l_u [mm]	l_l [mm]	z_b [mm]
600	15000	21307	A 80	900	820	85
	37000	21311	A 120	920	820	75
750	15000	21307	A 80	1050	970	85
	37000	21311	A 120	1070	970	75
950	13000	21307	A 80	1230	1160	80
	33000	21311	A 120	1260	1160	70
	65000	21315	A 160	1290	1160	60
1150	13000	21307	A 80	1450	1370	85
	32000	21311	A 120	1470	1370	75
	63000	21315	A 160	1500	1370	65
1400	28000	21309	A 100	1700	1610	75
	55000	21313	A 140	1734	1610	65
1600	25000	21309	A 100	1940	1850	95
	52000	21313	A 140	1974	1850	85
	90000	21317	A 180	1990	1850	80

Пречник отклоног бубња:

$$D_o = 0,60 \cdot D = 0,6 \cdot 1000 = 600 \text{ mm}$$

Усвајам пречник отклоног бубња $D_o = 630 \text{ mm}$

Резултујућа сила бубња за тип Ц износи:

$$F_r = S_s \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)} = 10,4 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 210^\circ)} = 20,1 \text{ kN}$$

Узима се бубањ Ц из каталога, табела 10., са $L_b = 1150 \text{ mm}$ и $F_{max} = 32 \text{ kN}$.

Табела 10. Карактеристике бубња тип Ц (Игњатовић, 2012)

L_b [mm]	F_{max} [N]	Ležaj	Kućište	l_u [mm]	l_l [mm]	z_b [mm]
950	33000	21311	B 120	1260	1160	70
	65000	21315	B 160	1290	1160	65
1150	32000	21311	B 120	1470	1370	75
	63000	21315	B 160	1500	1370	65
	110000	21319	B 200	1530	1370	60
1400	28000	21309	B 100	1700	1610	75
	55000	21313	B 140	1734	1610	65
	95000	21317	B 180	1750	1610	60
1600	25000	21309	B 100	1940	1850	95
	52000	21313	B 140	1974	1850	85
	90000	21317	B 180	1990	1850	80

Провера обухватног угла на погонском бубњу

$$\alpha = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \left(\frac{S_n}{S_s} \right) + \leq 210$$

$$\alpha = \frac{1}{0,3} \cdot \ln \left(\frac{31,23}{10,4} \right)$$

$$\alpha = 3,66 \text{ rad} = 209^\circ \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Пројера елемената сигурности

Пројера највећег угиба на основу минималне затезне силе:

$$S_s \geq 6,5 \div 12,5 \cdot (q_k + q_t) \cdot g \cdot l_n$$

$$10,4 \geq 10 \cdot (82,92 + 19,5) \cdot 9,81 \cdot 1$$

$$10,4 \geq 10,04 \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Коефицијент сигурности траке на кидање

$$K_s = \frac{C_{kt}}{S_{max}} \geq 9$$

$$K_s = \frac{1000 \cdot 1}{31,23}$$

$$K_s = 32,02 \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Прорачун укупног отпора и ефективне снаге за транспортер са гуменом траком T_{r2} :

Маса ротирајућих елемената у горњем краку траке дефинисан следећим

обрасцем:

$$m_o = \frac{3 \cdot m_{vo}}{l_o} + \frac{n_b \cdot m_b}{L_{tr2}}$$

$$m_o = \frac{3 \cdot 6,7}{1} + \frac{1 \cdot 565}{445}$$

$$m_o = 21,37 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

m_{vo} – обртна маса горњих ваљака ($m_{vo} = 6,7 \text{ kg}$),

m_b – обртна маса непогонских бубњева транспортера ($m_b = 565 \text{ kg}$)

l_o – међусобно растојање горњих слогова ваљака ($l_o = 1 \text{ m}$)

L_{tr1} – дужина транспортера са гуменом траком T_{r1} ($L_{tr2} = 445 \text{ m}$).

Маса ротирајућих елемената у доњем краку траке дефинисан следећим обрасцем:

$$m_U = \frac{m_{vu}}{l_u} + \frac{n_b \cdot m_b}{L}$$

$$m_U = \frac{1 \cdot 9,2}{3} + \frac{3 \cdot 365}{445}$$

$$m_U = 5,53 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

m_{vu} – обртна маса горњих ваљака ($m_{vu} = 9,2 \text{ kg}$),

m_b – обртна маса непогонских бубњева транспортера ($m_b = 365 \text{ kg}$)

l_u – међусобно растојање доњих слогова ваљака ($l_u = 3 \text{ m}$).

Прорачун укупног отпора транспортера са гуменом траком T_{r2} :

$$T_{r2} = c \cdot f \cdot L_{tr2} \cdot (m_o + m_U + 2m_G + m_L) \cdot g \pm m_L \cdot H \cdot g$$

$$T_{r2} = 1,32 \cdot 0,026 \cdot 445 \cdot (21,37 + 5,53 + 2 \cdot 19,5 + 82,92) \cdot g + 82,92 \cdot 19 \cdot g$$

$$T_{r2} = 41\,456,62 \text{ N}$$

Прорачун ефективне снаге погона транспортера са гуменом траком T_{r2} :

$$N_{eftr2} = \frac{T_{r2} \cdot v}{\eta}$$

$$N_{eftr2} = \frac{41456,62 \cdot 3,35}{0,93}$$

$$N_{eftr2} = 149,3 \text{ kW}$$

Усваја се електромотор снаге 150 kW.

Прорачун силе у наилазном и силазном краку за транспортер T_{r2}

$$N_m = \frac{N_{ef}}{\eta} \Rightarrow N_{ef} = N_m \cdot \eta = 150 \cdot 0,93 = 139,5 \text{ kW} ,$$

$$N_{ef} = \frac{P_v \cdot v}{10^3} \Rightarrow P_v = \frac{10^3 \cdot N_{ef}}{v} = \frac{10^3 \cdot 139,5}{3,35} = 41,64 \text{ kN}$$

$$P_v = S_n - S_s = S_n - \frac{S_n}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{S_n \cdot e^{\mu \cdot \alpha} - S_n}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{S_n \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1)}{e^{\mu \cdot \alpha}} \Rightarrow$$

$$\left(\text{na osnovu } \frac{S_n}{S_s} = e^{\mu \cdot \alpha} \Rightarrow S_s = \frac{S_n}{e^{\mu \cdot \alpha}} \right)$$

$$\Rightarrow S_n = \frac{P_v \cdot e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} = \frac{41,64 \cdot 3}{3 - 1} = 62,46 \text{ kN}$$

$$P_v = S_n - S_s \Rightarrow 41,64 = 62,46 - S_s$$

$$S_s = 20,82 \text{ kN}$$

Прорачун пречника погонског бубња

$$D_b \geq \frac{360 \cdot P_t}{\pi \cdot \alpha \cdot B \cdot P_{doz}}$$

$$D_b \geq \frac{360 \cdot 41,64}{3,14 \cdot 210 \cdot 1 \cdot 25}$$

$$D_b \geq 0,91 \text{ m}$$

Усвајам пречник бубња $D = 1000 \text{ mm}$

Из каталога за бубње, табела 7., за $D = 1000 \text{ mm}$ и $B = 1000 \text{ mm}$, добијамо дужину бубња тип А : $L_b = 1150 \text{ mm}$ и размак између лежајева $l_1 = 1370 \text{ mm}$.

Резултујућа сила бубња за тип А износи:

$$F_r = \sqrt{S_n^2 + S_s^2 - 2 \cdot S_n \cdot S_s \cdot \cos \alpha} = \sqrt{62,46^2 + 20,82^2 - 2 \cdot 62,46 \cdot 20,82 \cdot \cos 210} = 81,15 \text{ kN}$$

На основу тога узима се бубањ А из каталога табела 8., за $L_b = 1150 \text{ mm}$ и $F_r = 81,15 \text{ kN}$ добија се $s = 0,942$ и $F_{\max} = 90 \text{ kN}$.

Усваја се Бубањ А – 1000 x 1150x 0,942 SRPS M.D2.060

Пречник повратног бубња:

$$D_p = 0,75 \cdot D = 0,75 \cdot 1000 = 750 \text{ mm}$$

Усвајам пречник повратног бубња $D_p = 800 \text{ mm}$

Резултујућа сила бубња за тип Б износи:

$$F_r = S_s \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)} = 20,82 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 90)} = 29,44 \text{ kN}$$

Узима се бубањ Б из каталога, табела 9., са $L_b = 1150 \text{ mm}$ и $F_{\max} = 32 \text{ kN}$.

Пречник отклоног бубња:

$$D_o = 0,60 \cdot D = 0,6 \cdot 1000 = 600 \text{ mm}$$

Усвајам пречник отклоног бубња $D_o = 630 \text{ mm}$

Резултујућа сила бубња за тип Ц износи:

$$F_r = S_s \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)} = 20,82 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 210)} = 40,22 \text{ kN}$$

Узима се бубањ Ц из каталога , табела 10., са $L_b = 1150 \text{ mm}$ и $F_{\max} = 63 \text{ kN}$.

Провера обухватног угла на погонском бубњу

$$\alpha = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \left(\frac{S_n}{S_s} \right) + \leq 210$$

$$\alpha = \frac{1}{0,3} \cdot \ln \left(\frac{62,46}{20,82} \right)$$

$$\alpha = 3,66 \text{ rad} = 209^\circ \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Провјера елемената сигурности

Провјера највећег угиба на основу минималне затезне силе:

$$S_s \geq 6,5 \div 12,5 \cdot (q_k + q_t) \cdot g \cdot l_n$$

$$20,82 \geq 10 \cdot (82,92 + 19,5) \cdot 9,81 \cdot 1$$

$$20,82 \geq 10,04 \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Коефицијент сигурности траке на кидање

$$K_s = \frac{C_{kt}}{S_{max}} \geq 9$$

$$K_s = \frac{1000 \cdot 1}{62,46}$$

$$K_s = 16,01 \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Прорачун укупног отпора и ефективне снаге за транспортер са гуменом траком T_{r3} :

Маса ротирајућих елемената у горњем краку траке дефинисан следећим

обрасцем:

$$m_o = \frac{3 \cdot m_{vo}}{l_o} + \frac{n_b \cdot m_b}{L_{tr3}}$$

$$m_o = \frac{3 \cdot 6,7}{1} + \frac{1 \cdot 565}{542}$$

$$m_o = 21,14 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

m_{v0} – обртна маса горњих ваљака ($m_{v0} = 6,7 \text{ kg}$),

m_b – обртна маса непогонских бубњева транспортера ($m_b = 565 \text{ kg}$)

l_o – међусобно растојање горњих слогова ваљака ($l_o = 1 \text{ m}$)

L_{tr3} – дужина транспортера са гуменом траком T_{r3} ($L_{tr3} = 542 \text{ m}$).

Маса ротирајућих елемената у доњем краку траке дефинисан следећим обрасцем:

$$m_U = \frac{m_{vu}}{l_o} + \frac{n_b \cdot m_b}{L_{tr3}}$$

$$m_U = \frac{1 \cdot 9,2}{3} + \frac{3 \cdot 365}{542}$$

$$m_U = 5,09 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

m_{vu} – обртна маса горњих ваљака ($m_{vu} = 9,2 \text{ kg}$),

m_b – обртна маса непогонских бубњева транспортера ($m_b = 365 \text{ kg}$)

l_u – међусобно растојање доњих слогова ваљака ($l_u = 3 \text{ m}$).

Прорачун укупног отпора транспортера са гуменом траком T_{r3} :

$$T_{r3} = c \cdot f \cdot L_{tr3} \cdot (m_o + m_U + 2m_G + m_L) \cdot g \pm m_L \cdot H \cdot g$$

$$T_{r3} = 1,25 \cdot 0,027 \cdot 542 \cdot (21,14 + 5,09 + 2 \cdot 19,5 + 82,92) \cdot g + 82,92 \cdot 7,9 \cdot g$$

$$T_{r3} = 39\,604,84 \text{ N}$$

Прорачун ефективне снаге погона транспортера са гуменом траком T_{r3} :

$$N_{eftr3} = \frac{T_{r3} \cdot v}{\eta}$$

$$N_{eftr3} = \frac{39604,84 \cdot 3,35}{0,93}$$

$$N_{eftr3} = 142,66 \text{ kW}$$

Усваја се електромотор снаге 150 kW.

Прорачун силе у наилазном и силазном краку за транспортер Т₃

$$N_m = \frac{N_{ef}}{\eta} \Rightarrow N_{ef} = N_m \cdot \eta = 150 \cdot 0,9 = 135 \text{ KW} ,$$

$$N_{ef} = \frac{P_v \cdot v}{10^3} \Rightarrow P_v = \frac{10^3 \cdot N_{ef}}{v} = \frac{10^3 \cdot 135}{3,35} = 40,3 \text{ kN}$$

$$P_v = S_n - S_s = S_n - \frac{S_n}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{S_n \cdot e^{\mu \cdot \alpha} - S_n}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{S_n \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1)}{e^{\mu \cdot \alpha}} \Rightarrow$$

$$\left(\text{na osnovu } \frac{S_n}{S_s} = e^{\mu \cdot \alpha} \Rightarrow S_s = \frac{S_n}{e^{\mu \cdot \alpha}} \right)$$

$$\Rightarrow S_n = \frac{P_v \cdot e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} = \frac{40,3 \cdot 3}{3 - 1} = 60,45 \text{ kN}$$

$$P_v = S_n - S_s \Rightarrow 40,3 = 60,45 - S_s$$

$$S_s = 20,15 \text{ kN}$$

Прорачун пречника погонског бубња

$$D_b \geq \frac{360 \cdot P_t}{\pi \cdot \alpha \cdot B \cdot P_{doz}}$$

$$D_b \geq \frac{360 \cdot 40,3}{3,14 \cdot 210 \cdot 1 \cdot 25}$$

$$D_b \geq 0,88 \text{ m}$$

Усвајам пречник бубња **D = 1000 mm**

Из каталога за бубњење, табела 7., за D = 1000 mm и B = 1000 mm, добијамо дужину бубња тип А : L_b = 1150 mm и размак између лежајева l₁ = 1370 mm.

Резултујућа сила бубња за тип А износи:

$$F_r = \sqrt{S_n^2 + S_s^2 - 2 \cdot S_n \cdot S_s \cdot \cos \alpha} = \sqrt{60,4^2 + 20,15^2 - 2 \cdot 60,4 \cdot 20,15 \cdot \cos 210} = 78,51 \text{ kN}$$

На основу тога узима се бубањ А из каталога табела 8., за L_b = 1150 mm и F_r = 78,51 kN добија се s = 0,942 и F_{max} = 90 kN .

Усваја се Бубањ А – 1000 x 1150 x 0,942 SRPS M.D2.060

Пречник повратног бубња:

$$D_p = 0,75 \cdot D = 0,75 \cdot 1000 = 750 \text{ mm}$$

Усвајам пречник повратног бубња $D_p = 800 \text{ mm}$

Резултујућа сила бубња за тип Б износи:

$$F_r = S_s \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)} = 20,15 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 90)} = 28,35 \text{ kN}$$

Узима се бубањ Б из каталога, табела 9., са $L_b = 1150 \text{ mm}$ и $F_{\max} = 32 \text{ kN}$.

Пречник отклоног бубња:

$$D_o = 0,60 \cdot D = 0,6 \cdot 1000 = 600 \text{ mm}$$

Усвајам пречник отклоног бубња $D_o = 630 \text{ mm}$

Резултујућа сила бубња за тип Ц износи:

$$F_r = S_s \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)} = 20,15 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 210)} = 38,93 \text{ kN}$$

Узима се бубањ Ц из каталога, табела 10., са $L_b = 1150 \text{ mm}$ и $F_{\max} = 63 \text{ kN}$.

Провера обухватног угла на погонском бубњу

$$\alpha = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \left(\frac{S_n}{S_s} \right) + \leq 210$$

$$\alpha = \frac{1}{0,3} \cdot \ln \left(\frac{60,45}{20,15} \right)$$

$$\alpha = 3,66 \text{ rad} = 209^\circ \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Провера елемената сигурности

Провера највећег угиба на основу минималне затезне силе:

$$S_s \geq 6,5 \div 12,5 \cdot (q_k + q_t) \cdot g \cdot l_n$$

$$20,15 \geq 10 \cdot (82,92 + 19,5) \cdot 9,81 \cdot 1$$

$$20,15 \geq 10,04 \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Коефицијент сигурности траке на кидање

$$K_s = \frac{C_{kt}}{S_{\max}} \geq 9$$

$$K_s = \frac{1000 \cdot 1}{60,45}$$

$$K_s = 16,54 \Rightarrow \text{Услов испуњен}$$

Прорачунате снаге погона транспортера са гуменом траком са основним параметрима приказани су у табели 11.

Табела 11. Основни параметри транспортера са гуменом траком

Ознака транспортера	Капацитет Q_m (t/h)	Дужина L (m)	Висина дизања H (m)	Снага погона N_{ef} (kw)	Инсталирана снага N (kW)
T_{r1}	1000	168	7,2	59,7	75
T_{r2}	1000	445	19	149,4	150
T_{r3}	1000	542	7,9	118,2	150

3.2.2. Прорачун камионског транспорта

Прорачун камионског транспорта се састоји из прорачуна транспорта од багера на угљу према ситуационом плану до новог полумобилног дробиличног (интерни назив Линија 1) .

Основне величине за упоређивање различитих модела камиона и њихов избор су коефицијент искоришћења носивости камиона према тежини корисног терета и коефицијент искоришћења запремине сандука камиона. При њиховом израчунавању тежи се да се број потребних кашика багера за утовар у један камион буде 3 до 5.

$$k_t = \frac{Q_t}{Q}$$

гдје је:

k_t – коефицијент искоришћења носивости камиона према тежини корисног материјала,

Q_t – тежина натовареног материјала у камион,

Q – носивост камиона.

$$Q_t = q_t \cdot n_k$$

гдје је:

n_k – број багерских кашика,

q_t – тежина материјала у кашици багера.

$$k_v = \frac{V_u}{V}$$

гдје је:

k_v – коефицијент искоришћења запремине сандука,

V_u – запремина утовареног материјала,

V – запремина сандука камиона.

При овим израчунавањима потребно је одредити тежину терета у кашици багера (q_t) и запремину материјала у кашици (q_t) које се рачунају према обрасцима:

$$q_t = V_k \cdot k_p \cdot \frac{\rho}{k_r}$$

гдје је:

V_k – запремина кашике багера,

ρ – запреминска маса минералне сировине,

k_p – коефицијент попуњености кашике багера,

k_r – коефицијент растреситости материјала.

$$V_m = V_k \cdot k_p \cdot \frac{k_{rd}}{k_r}$$

гдје је:

V_m – запремина растреситог материјала у кашици багера,

k_{rd} – коефицијент растреситости материјала у камиону.

Број кашика за утовар у камион рачуна се по услову тежине и запремине према следећим обрасцима:

$$n_k = \frac{Q}{q_t}$$

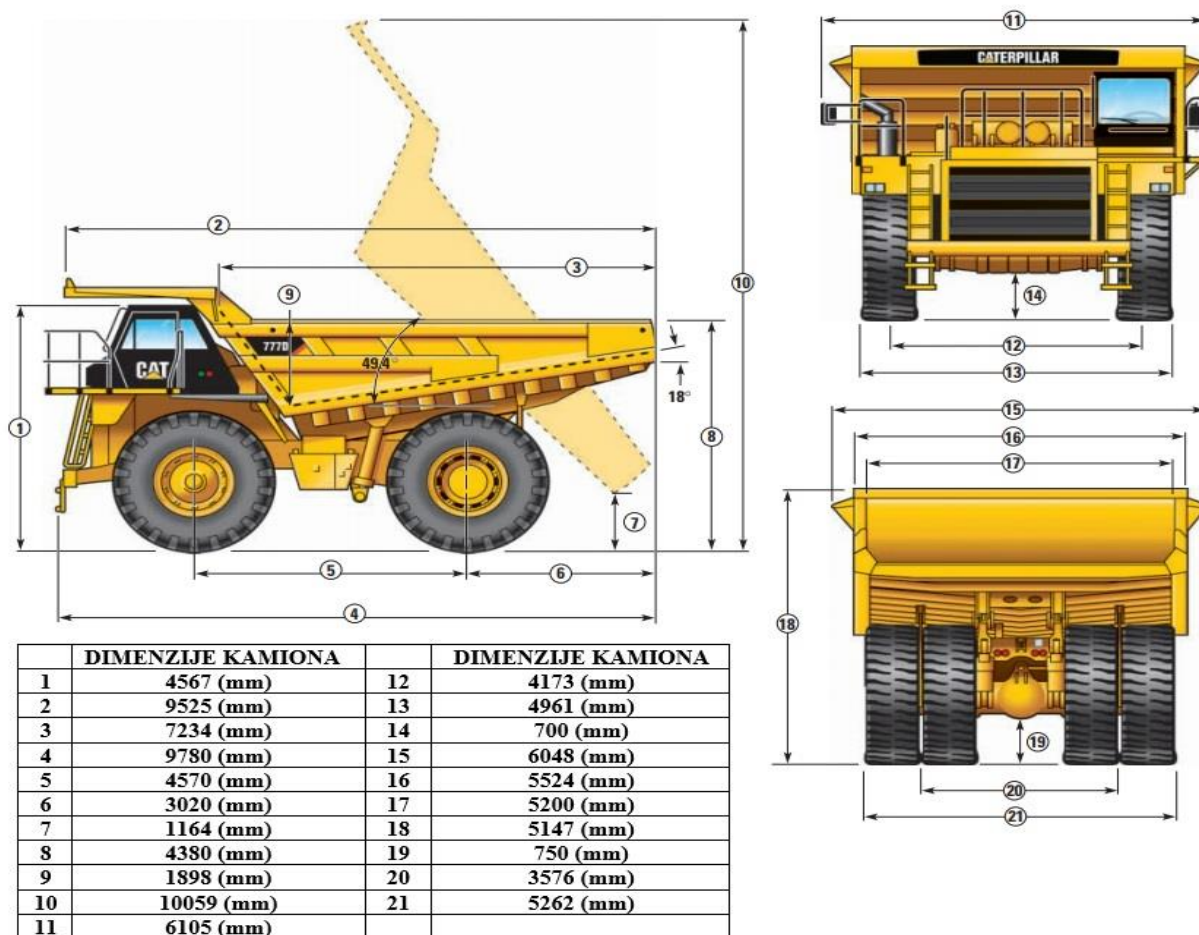
$$n_k = \frac{V}{V_m}$$

На површинском копу „Богутово Село“ у употреби су четири врсте камиона чије су карактеристике приказане у табели. У зависности од карактеристика багера, прорачунати су параметри на основу којих се врши одабир најповољнијег камиона који су приказани у табели 12.

Табела 12. Приказ коефицијената искоришћења камиона према одабраном багеру

Камион	Belaz 75135	Belaz 75570	Cat 777D	Belaz 75145
Запремина сандука $V_s(m^3)$	71,2	53,3	60,1	61
Носивост $Q(t)$	110	90	96,2	120
Број кашика по носивости n_{kt}	20	10,9	17,4	21,8
Број кашика по запремини n_{kv}	11,6	8,73	9,8	10
Број кашика n_k	11	8	9	10
Коефицијент искоришћења по носивости k_t	0,55	0,48	0,51	0,45
Коефицијент искоришћења по запремини k_v	0,94	0,91	0,91	1

На основу добијених података из табеле 12. као најповољнији камион одабран је **Cat 777D**, за чији утовар са одабраним багером је потребно 9 кашика. Основне геометријске карактеристике одабраног камиона Cat 777D приказане су на слици 14.

Слика 14. Димензије камиона CAT 777D (<http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C229910>)

Основне карактеристике одабраног багера за утовар угља Komatsu PC1250

Радијус копања: $R_k = 13,6 \text{ m}$,

Запремина кашике: $V_k = 7 \text{ m}^3$,

Висина копања: $H_k = 13,2 \text{ m}$,

Дубина копања: $D_k = 7,75 \text{ m}$,

Радијус истресања: $R_i = 9 \text{ m}$.

Радијус копања на нивоу стајања:

$$R_{kh} = R_k - H_{usv} \cdot ctg \alpha_c$$

$$R_{kh} = 13,6 - 10 \cdot ctg 70^\circ$$

$$R_{kh} = 10 \text{ m}$$

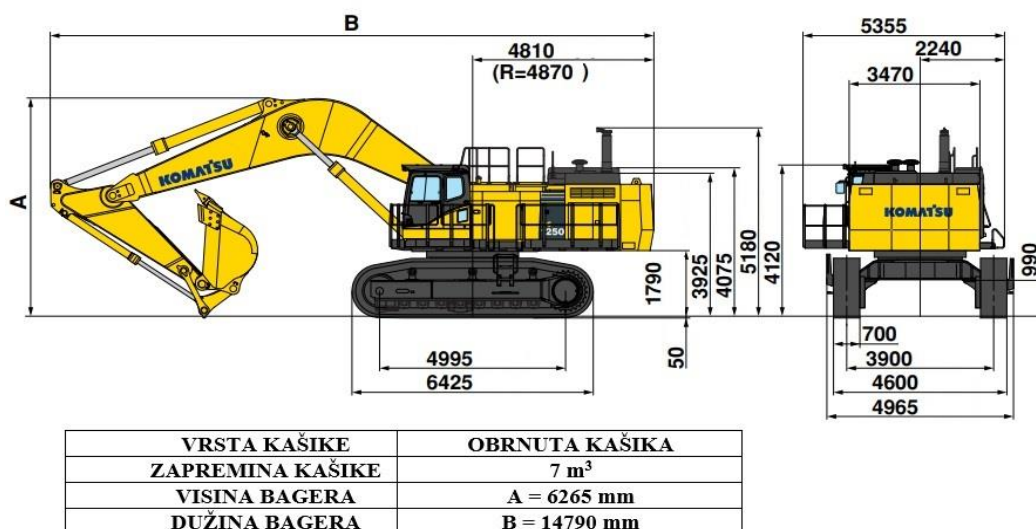
Ширина блока:

$$S = R_{kh} \cdot (\sin \beta_o + \sin \beta_m)$$

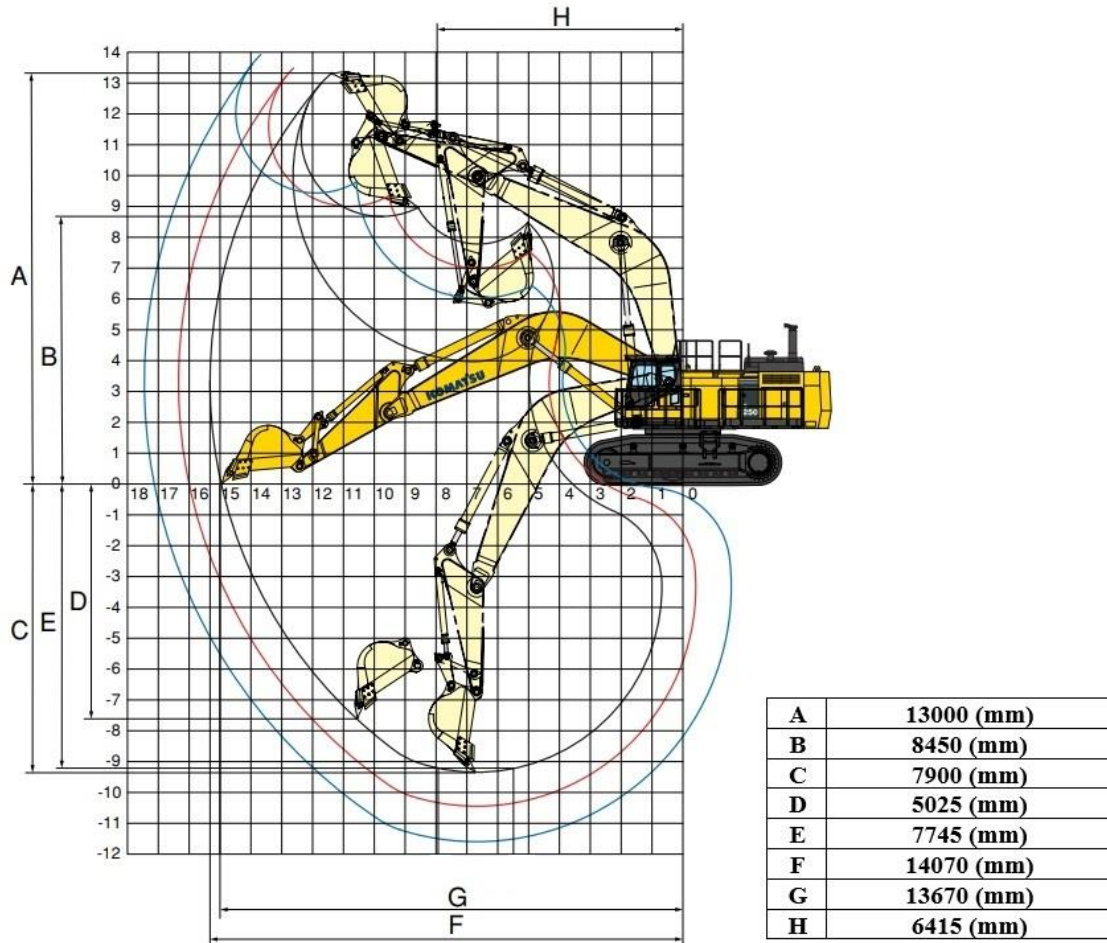
$$S = 10 \cdot (\sin 35^\circ + \sin 60^\circ)$$

$$S = 10,7 \text{ m}$$

Димензије и радни параметри одабраног багера приказани су на слици 15. и 16.



Слика 15. Димензије багера Komatsu PC 1250
(https://www.komatsu.jp/en/worldwide/PDF/PC1250_1250SP-8.pdf)



Слика 16. Основни радни параметри багера Komatsu PC 1250
 (https://www.komatsu.jp/en/worldwide/PDF/PC1250_1250SP-8.pdf)

Прорачун капацитета багера

Теоријски капацитет багера:

$$Q_{th} = \frac{3600 \cdot V_k}{t_{ct}}$$

$$Q_{th} = \frac{3600 \cdot 7}{20}$$

$$Q_{th} = 1260 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

гдје је:

V_k – запремина кашике,

t_{ct} – техничко трајање циклуса ($t_{ct} = 20 \text{ s}$).

Технички капацитет багера:

$$Q_{th} = Q_t \cdot \frac{k_p}{k_r} \cdot \frac{t_{ct}}{t_c}$$

$$Q_{th} = 1260 \cdot \frac{0,9}{1,5} \cdot \frac{20}{22}$$

$$Q_{th} = 687 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

гдје је:

t_c – трајање циклуса утовара ($t_c = 22 \text{ s}$),

k_p – коефицијент пуњења багерске кашике ($k_p = 0,9$),

k_r – коефицијент растреситости материјала ($k_r = 1,5$).

Експлоатациони капацитет багера:

$$Q_{exp} = Q_{th} \cdot T \cdot k_v$$

гдје је:

k_v – коефицијент временског искоришћења,

T – вријеме трајања смјене, дана и године у часовима.

Часовни :

$$Q_{exp} = Q_{th} \cdot k_v$$

$$Q_{exp} = 687 \cdot 0,8$$

$$Q_{exp} = 550 \frac{\text{čm}^3}{\text{h}}$$

Смјенски:

$$Q_{exp} = Q_{th} \cdot k_v \cdot T_s$$

$$Q_{exp} = 550 \cdot 0,8 \cdot 8$$

$$Q_{exp} = 3520 \frac{\text{čm}^3}{\text{smjena}}$$

Дневни :

$$Q_{exp} = Q_{th} \cdot k_v \cdot T_s$$

$$Q_{exp} = 550 \cdot 0,8 \cdot 24$$

$$Q_{exp} = 10\,560 \frac{\text{čm}^3}{\text{dan}}$$

Годишњи :

$$Q_{exp} = Q_{th} \cdot k_v \cdot T_s$$

$$Q_{exp} = 550 \cdot 0,8 \cdot 6480$$

$$Q_{exp} = 2\,851\,200 \frac{\text{čm}^3}{\text{godini}}$$

Одређивање сигурних брзина кретања камиона

С обзиром да су на П.К. „Богутово Село“ дефинисане максималне брзине кретања свих возила, у овом прорачуну су постављене дате брзине као максималне. Према томе максимална дозвољена:

$$\text{за пуне камионе} \quad v_{tmax} = 25 \frac{\text{km}}{\text{h}} \approx 6,94 \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

$$\text{за празне камионе} \quad v_{pmax} = 30 \frac{\text{km}}{\text{h}} \approx 8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

Прорачун сигурних брзина базира се на прорачуну брзине кретања пуног и празног камиона према одређеним условима. Неки од основних услова за прорачун сигурне брзине су:

- сигурна брзина у зависности од снаге мотора и ободне вучне силе,
- сигурна брзина возила према могућности заношења у кривини,
- сигурна брзина возила према критеријуму видљивости и
- сигурна брзина возила према критеријуму кочења.

Сигурна брзина у зависности од снаге мотора и ободне вучне силе

Брзина којом може да се креће возило у зависности од снаге мотора рачуна се према обрасцу:

$$v = \frac{P \cdot n_p \cdot n_t}{F}$$

гдје је:

P – снага камиона (кN),

n_p – коефицијент корисног дејства преносног механизма, од вратила мотора до погонских точкова (0,8 – 0,9),

n_t – коефицијент корисног дејства погонских точкова (0,7 – 0,85),

F – потребна вучна сила возила на погонским точковима (кN).

$$F = G \cdot (f \pm i)$$

f – коефицијент отпора кретању возила који зависи од путне конструкције и њеног стања,

i – уздужни нагиб пута.

Сигурна брзина кретања возила према критеријуму снаге рачуна се множењем претходно израчунате брзине којом може да се креће возило са коефицијентом корекције (k) који се усваја према радним условима и дужини дионице (табела 13.):

$$V_s = V \cdot k$$

Табела 13. Коefицијент корекције брзине

Услови	Добри	Средњи	Лоши
До 150 m	0,80	0,65	0,60
Преко 150 m	0,85	0,80	0,75

Сигурна брзина возила према могућности заношења у кривини

При уласку камиона у кривину, на њега делује центрифугална сила, компонента тежине камиона у правцу попречног нагиба кривине као и отпор клизању точкова дуж попречно нагнутог застора коловозне конструкције. Њихова резултанта, да не би дошло до заношења, треба да буде једнака нули:

$$F_c + m \cdot g \cdot \sin\alpha + m \cdot g \cdot \cos\alpha \cdot k_p = 0$$

$$F_c = m \cdot a_c = m \cdot \frac{v^2}{R}$$

гдје је:

F_c – центрифугална сила,

$\sin\alpha \approx 0$ и $\cos\alpha \approx 1$ када $\alpha \rightarrow 0$,

$i_{kp} = \operatorname{tg}\alpha$ - - попречни нагиб кривине,

$k_p = 0,32 \cdot k$ – коefицијент отпора попречном клизању точкова на путу (за k дефинисано у табели 13.).

Сигурна брзина кретања према критеријуму могућности заношења у кривини, трансформишући почетну једнакост сила, прорачунава се по обрасцу:

$$v_s^z = \sqrt{g \cdot R \cdot (k_p + i_{kp})}$$

Табела 14. Коefицијент отпора клизању точкова по путу

Услови на путу	К
Прљав и клизав пут	0,15 до 0,30
Влажан пут и нормални услови рада	0,40 до 0,50
Врло повољни услови кретања чисти сув пут	0,60 до 0,70

Сигурна брзина возила према критеријуму видљивости

Када се возило креће ноћу, зими, по киши, по снијегу или у кривини сигурна брзина возила зависи од дужине видљивог пута (L_{vp}):

$$v_s^v = g \cdot (k_u + f \pm i) \cdot \left[\sqrt{t_p^2 + \frac{2 \cdot (L_{vp} - l_v)}{g \cdot (k_u + f \pm i)}} - t_p \right]$$

Средња вриједност дужине пута видљивости (L_{vp}), ноћу и зими износи од 50 до 60 метара. При падању кише и снијега смањује се на 20 до 30 метара. Код вертикалних конвексних кривина видљивост пута можемо одредити по обрасцу:

$$L_{vp} = \sqrt{3 \cdot R_v}$$

гдје је:

R_v – полупречник вертикалне конвексне кривине на траси.

Сигурна брзина возила према критеријуму кочења

Брзину по критеријуму кочења потребно је рачунати за дионице са кретањем возила наниже и дионице за које се разматра критеријум видљивости пута.

Дужина пута заустављања одређује се по обрасцу:

$$L_z = v \cdot t_p + L_k + l_v$$

гдје је:

t_p – вријеме реакције возача,

L_k – пут кочења.

$$L_k = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot (k_u + f - i)}$$

гдје је:

k_u – уздужни прорачунски коефицијент отпора клитању точкава ($k_u = 0,5-0,6$),

f – коефицијент отпора кретању возила,

i – подузни нагиб трасе,

l_v – растојање од возила од препреке после заустављања,

$k_u = 0,5$ до $0,6$ k – уздужни прорачунски коефицијент отпора клизању точкава.

Ако није рачуната брзина по критеријуму видљивости за посматрану дионицу кретања возила наниже, потребну је сигурну брзину по критеријуму кочења рачунати по обрасцу:

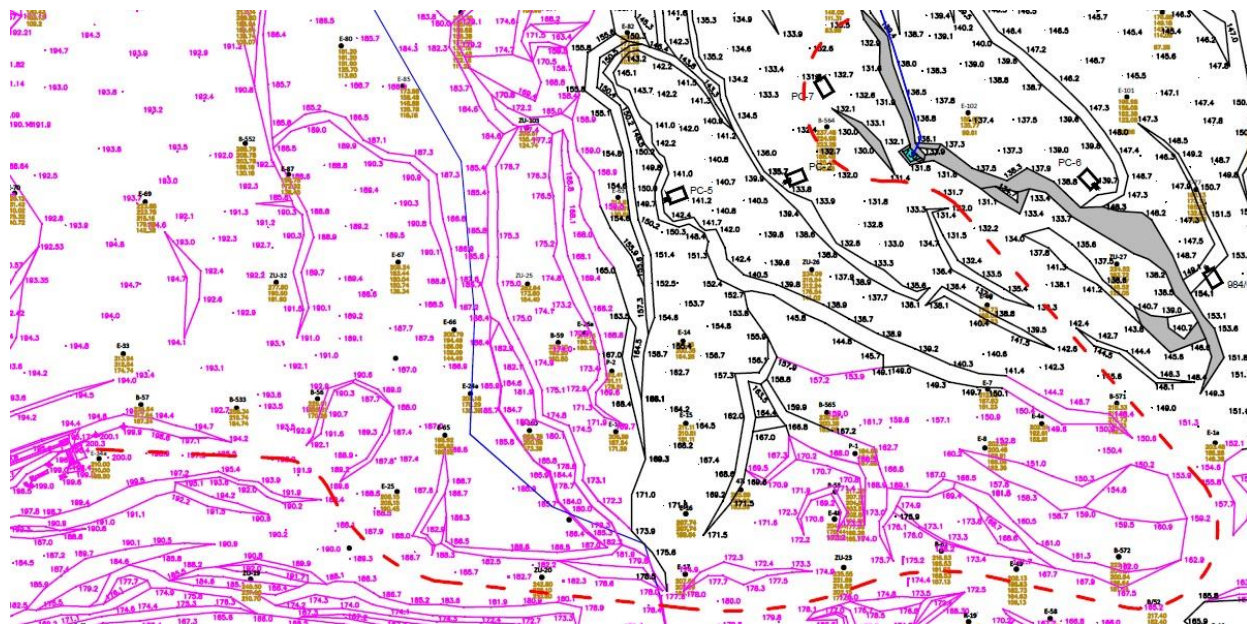
$$v_s^k = g \cdot (k_u + f - i) \left[\sqrt{t_p^2 + \frac{2 \cdot (l_z - l_v)}{g \cdot (k_u + f - i)} - t_p} \right]$$

Прорачун камионског транспорта до новог дробиличног постројења

Основни параметри трасе камиона од багера старог новог дробиличног постројења приказани су у табели 15. Према датим параметрима прорачунате су сигурно брзине. Приказ трасе камиона такође приказан на слици 17.

Табела 15. Основни геометриски параметри трасе камиона до новог дробиличног постројења

Дионица	Дужина L(m)	Висинска разлика $\Delta h(m)$	Нагиб трасе i(%)	Радијус кривине R (m)	Угао кривине $\alpha(^{\circ})$	Дужина кривине l _{кр} (m)
1.	83,95	4,8	5,7	/	/	/
2.	42,5	2,5	5,8	/	/	/
3.	45,2	3,5	7,7	41,98	42	45,2
4.	9,81	5	5,16	-115,7	47	96,81
5.	175,74	5	2,84	/	/	/
6.	124,83	4	3,20	-240	29	124,83
7.	96,25	6	6,21	158	34	96,25
8	92,11	4	4,34	0	0	0
9.	124,62	9	7,22	-54	320	124,62
10.	53	4	7,5	/	/	/
11.	52,2	4	7,6	/	/	/
12.	53,1	5	9,4	/	/	/
13.	103,2	7	6,7	/	/	/
14.	53,4	1.5	2,8	-74	41	53,4
15.	152,4	-2	1,3	59,8	145	152,4
Σ	1349,31	63,3				



Слика 17. Приказ трасе камиона на ситуационом плану од багера до новог дробиличног постројења

Приказ прорачуна сигурних брзина представљен је у табели 16. за пуне камионе а у табели 17. приказан је прорачун сигурних брзина за празне камионе. Након прорачуна брзине према свим критеријумима дефинише се према којем критеријуму је прорачуната најнижа брзина за одређени сегмент и она се усваја као сигурна која дефинише вријеме проласка камиона тим сегментом.

Табела 16. Сигурне брзине према основним критеријумима за пуне камионе

Дионица пута	Брзина у функцији снаге мотора $v_s \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији заносења у кривину $v_s^z \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији видљивости $v_s^v \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији кочења $v_s^k \left[\frac{m}{s} \right]$	Усвојена брзина кретања $v \left[\frac{m}{s} \right]$
1.	4,84	-	13,52	4,98	4,84
2.	4,79	-	13,53	4,94	4,79
3.	4,01	8,89	13,71	4,18	4,01
4.	5,13	14,76	13,46	5,26	5,13
5.	6,86	-	13,23	6,92	6,86
6.	6,52	21,26	13,27	6,59	6,52
7.	4,60	17,25	13,57	4,75	4,60
8.	5,63	-	13,38	5,74	5,63
9.	4,18	10,09	13,66	4,35	4,18
10.	4,08	-	13,69	4,25	4,08
11.	4,05	-	13,70	4,22	4,05
12.	3,50	-	13,86	3,69	3,50
13.	4,39	-	13,61	4,55	4,39
14.	6,90	11,81	13,23	6,96	6,90
15.	8,86	10,61	13,07	8,80	6,95
Просјечна	5,22	6,31	13,5	5,34	5,1

Табела 17. Сигурне брзине према основним критеријумима за празне камионе

Дионица пута	Брзина у функцији снаге мотора $v_s \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији заношења у кривину $v_s^z \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији видљивости $v_s^v \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији кочења $v_s^k \left[\frac{m}{s} \right]$	Усвојена брзина кретања $v \left[\frac{m}{s} \right]$
1.	8,42	-	12,14	8,21	8,21
2.	8,33	-	12,26	8,12	8,12
3.	6,98	8,89	12,01	6,79	6,79
4.	8,91	14,76	12,34	8,70	8,33
5.	11,93	-	12,61	11,69	8,33
6.	11,34	21,26	12,57	11,10	8,33
7.	8,00	17,25	12,21	7,79	7,79
8.	9,79	-	12,44	9,56	8,33
9.	7,28	10,09	12,08	7,09	7,09
10.	7,10	-	12,04	6,91	6,91
11.	7,04	-	12,03	6,85	6,85
12.	6,09	-	11,79	5,92	5,92
13.	7,63	-	12,14	7,43	7,43
14.	12,00	11,81	12,62	11,76	8,33
15.	15,40	10,61	12,79	15,13	8,33
Просјечна	9,08	6,31	12,27	8,87	7,67

Прорачун циклуса вожње

Укупно вријеме кретања пуног камиона (t_t):

$$t_t = \sum_{i=1}^{24} t_i$$

$$t_t = 262,5 \text{ s}$$

Укупно вријеме кретања празног камиона (t_p):

$$t_p = \sum_{i=1}^{24} t_i$$

$$t_p = 173,5 \text{ s}$$

Вријеме кретања возила у једном циклусу износи (t_k):

$$t_k = t_t + t_p$$

$$t_k = 262,5 + 173,5$$

$$t_k = 436 \text{ s}$$

гдје је:

t_t – укупно вријеме кретања пуног камиона,

t_p – укупно вријеме кретања празног возила.

Техничко трајање циклуса је једнако:

$$\begin{aligned} t_{thc} &= t_u + t_i + t_{\check{c}} + t_k \\ t_{thc} &= 226 + 90 + 113 + 436 \\ t_{thc} &= 865 \text{ s} \approx 14 \text{ min} \end{aligned}$$

гдје је:

t_u – вријеме трајања утовара ($t_u=226\text{s}$),

t_i – вријеме трајања истовара ($t_i=90\text{s}$),

$t_{\check{c}}$ – вријеме чекања ($t_{\check{c}}=113\text{s}$),

t_k – вријеме укупног кретања камиона.

Укупно трајање циклуса кретања камиона од багера на угљу до новог дробиличног постројења (линија 1) приближно износи 14 минута.

Прорачун средње техничке брзине кретања возила

Пуно возило:

$$\begin{aligned} t_t &= \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{v_{si}} \\ t_t &= 262,45 \text{ s} \end{aligned}$$

гдје је :

t_t – вријеме кретања пуног камиона,

L_i – дужина i -те дионице кретања пуног камиона,

v_{si} – усвојена сигурна брзина на i -тој дионици,

n – број дионица кретања пуног камиона.

$$\begin{aligned} v_t &= \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{t_t} \\ v_t &= \frac{1350}{262,45} \end{aligned}$$

$$v_t = 5,14 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 19 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

гдје је :

v_t – средња техничка брзина кретања пуног камиона.

Празно возило:

$$t_p = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{v_{si}}$$

$$t_t = 173,5 \text{ s}$$

гдје је :

t_t – вријеме кретања празног камиона,

L_i – дужина и-те дионице кретања празног камиона,

v_{si} – усвојена сигурна брзина на и-тој дионици,

$$v_p = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{t_p}$$

$$v_p = \frac{1350}{173,5}$$

$$v_p = 7,78 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 28 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

гдје је :

v_p – средња техничка брзина кретања празног камиона.

Општа средња техничка брзина циклуса камиона:

$$v_{sr}^c = \frac{\sum_{i=1}^n L_i + \sum_{i=1}^n L_i}{t_t + t_p}$$

$$v_{sr}^c = \frac{1350 + 1350}{262,45 + 173,5}$$

$$v_{sr}^c = 6,19 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 22 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Просјечна дневна техничка брзина кретања, при различитим деоницама за кретање пуних (L_{it}) и празних возила (L_{ip}) прорачунава се по обрасцу:

$$v_{pd} = \frac{v_t \cdot v_p}{v_t + m \cdot (v_p - v_t)}$$

$$v_{pd} = \frac{5,14 \cdot 7,78}{5,14 + 0,5 \cdot (7,78 - 5,14)}$$

$$v_{pd} = 6,19 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 22 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$m = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{\sum_{i=1}^n L_i + \sum_{i=1}^n L_i}$$

$$m = \frac{1350}{1350 + 1350}$$

$$m = 0,5$$

гдје је:

m – коефицијент искоришћења пута.

Средња техничка годишња брзина вожње износи:

$$v_g = v_{pd} \cdot \frac{T_d + T_n \cdot k_n}{T_d + T_n}$$

$$v_g = 6,19 \cdot \frac{4320 + 2160 \cdot 0,9}{4320 + 2160}$$

$$v_g = 5,98 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 21,5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

гдје је:

T_d – број часова дневне вожње у току године,

T_n – број часова ноћне вожње у току године,

k_n – коефицијент смањења брзине камиона у ноћним условима ($k_n = 0,88-0,92$).

Прорачун часовног капацитета камиона

Теоријски часовни капацитет:

$$Q_{teo} = \frac{3600 \cdot V_s}{t_k} = \frac{3600 \cdot 60,1}{436} = 496,24 \frac{\text{čm}^3}{\text{h}}$$

V_s – запремина сандука камиона,

t_k – вријеме кретања камиона у једном циклусу.

Технички часовни капацитет рачуна се по обрасцу:

$$Q_{ht} = \frac{3600 \cdot V_s}{t_{thc}}$$

$$Q_{ht} = \frac{3600 \cdot 60,1}{865}$$

$$Q_{ht} = 250 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

V_s – запремина сандука камиона,

t_{thc} – техничко трајање циклуса.

Експлоатациони часовни капацитет износи:

$$Q_{he} = Q_{ht} \cdot k_i$$

$$Q_{he} = 250 \cdot 0,75$$

$$Q_{he} = 187,5 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

гдје је:

k_i – коефицијент искоришћења радног времена при раду у три смјене ($k_i = 0,65-0,75$).

Експлоатациони смјенски капацитет износи:

$$Q_{sme} = Q_{he} \cdot T_s$$

$$Q_{sme} = 187,5 \cdot 8$$

$$Q_{sme} = 1500 \frac{\text{t}}{\text{smjeni}}$$

T_s – број сати у смјени ($T_s = 8 \text{ h}$).

Прорачун броја камиона и степена усклађености њиховог капацитета са откопно утоварном опремом

Потребан број камиона за рад у једној смени одређује се према обрасцима:

$$n_k = \sum_{i=1}^{bb} n_i$$

гдје је:

bb – број багера.

$$n_i = \frac{Q_{bei}^{cas}}{Q_{he}}$$

$$n_i = \frac{726}{187,5}$$

$$n_i = 4 \text{ камиона}$$

$$Q_{he} = 187,5 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

$$Q_{bei}^{cas} = Q_{bei}^h \cdot \gamma$$

$$Q_{bei}^{cas} = 550 \cdot 1,32$$

$$Q_{bei}^{cas} = 726 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

гдје је:

Q_{bei}^{cas} – часовни експлатациони капацитет багера.

Одређивање степена усклађености капацитета

Капацитет багера и камиона су међу зависни и треба да су изједначени, а операције утовара и транспорта строго синхронизоване. Ова зависност може да се оцењује степеном усклађености њихових капацитета (S).

Степен усклађености капацитета камиона са откопно утоварном опремом најједноставније се одређује следећим обрасцем:

$$S = \frac{n_k \cdot t_{ub}}{n_b \cdot T_{cb}}$$

$$S = \frac{4 \cdot 198}{1 \cdot 752}$$

$$S = 1,05$$

гдје је:

n_k – број камиона у раду,

n_b – број багера у раду,

t_{ub} – трајање утовара без чекања,

T_{cb} – трајање циклуса вожње без чекања на утовар.

У овом случају ($S > 1$) камиони чекају на утовар багером. Теоријски је могуће да степен усклађености (S) буде једнак јединици када се сматра да су капацитети камиона идеално усклађени са багерима. У случају када је степен усклађености мањи од један ($S < 1$) значи да багер чека камионе за утовар.

Прорачун потребног броја камиона код комбинованог транспорта

Основни параметри трасе камиона од багера до новог дробиличног постројења приказани су у табели 18. Према датим параметрима прорачунате су сигурно брзине.

Табела 18. Основни геометрички параметри трасе камиона до новог дробиличног постројења

Дионица	Дужина L(m)	Висинска разлика $\Delta h(m)$	Нагиб трасе i(%)	Радијус кривине R (m)	Угао кривине $\alpha(^{\circ})$	Дужина кривине $l_{kr}(m)$
1.	83,95	4,8	5,7	/	/	/
2.	42,5	2,5	5,8	/	/	/
3.	45,2	3,5	7,7	41,98	42	45,2
4.	96,81	5	5,16	-115,7	47	96,81
5.	175,74	5	2,84	/	/	/
6.	124,83	4	3,20	-240	29	124,83

Приказ прорачуна сигурних брзина представљен је у табели 19. за пуне камионе а у табели 20. приказан је прорачун сигурних брзина за празне камионе. Након прорачуна брзине према свим критеријумима дефинише се према којем критеријуму је прорачуната најнижа брзина за одређени сегмент и она се усваја као сигурна која дефинише вријеме проласка камиона тим сегментом.

Табела 19. Сигурне брзине према основним критеријумима за пуне камионе

Дионица пута	Брзина у функцији снаге мотора $v_s \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији заношења у кривину $v_s^z \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији видљивости $v_s^v \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији кочења $v_s^k \left[\frac{m}{s} \right]$	Усвојена брзина кретања $v \left[\frac{m}{s} \right]$
1.	4,84	-	13,52	4,98	4,84
2.	4,79	-	13,53	4,94	4,79
3.	4,01	8,89	13,71	4,18	4,01
4.	5,13	14,76	13,46	5,26	5,13
5.	6,86	-	13,23	6,92	6,86
6.	6,52	21,26	13,27	6,59	6,52

Табела 20. Сигурне брзине према основним критеријумима за празне камионе

Дионица пута	Брзина у функцији снаге мотора $v_s \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији заношења у кривину $v_s^z \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији видљивости $v_s^v \left[\frac{m}{s} \right]$	Брзина у функцији кочења $v_s^k \left[\frac{m}{s} \right]$	Усвојена брзина кретања $v \left[\frac{m}{s} \right]$
1.	8,42	-	12,14	8,21	8,21
2.	8,33	-	12,26	8,12	8,12
3.	6,98	8,89	12,01	6,79	6,79
4.	8,91	14,76	12,34	8,70	8,33
5.	11,93	-	12,61	11,69	8,33
6.	11,34	21,26	12,57	11,10	8,33

Прорачун циклуса вожње

Укупно вријеме кретања пуног камиона (t_t):

$$t_t = \sum_{i=1}^{24} t_i$$

$$t_t = 101,05 \text{ s}$$

Укупно вријеме кретања празног камиона (t_p):

$$t_p = \sum_{i=1}^{24} t_i$$

$$t_p = 69,7$$

Вријеме кретања возила у једном циклусу износи (t_k):

$$t_k = t_t + t_p$$

$$t_k = 101,05 + 69,7$$

$$t_k = 170,75 \text{ s}$$

гдје је:

t_t – укупно вријеме кретања пуног камиона,

t_p – укупно вријеме кретања празног возила.

Техничко трајање циклуса је једнако:

$$t_{thc} = t_u + t_i + t_{\check{c}} + t_k$$

$$t_{thc} = 226 + 90 + 113 + 170,75$$

$$t_{thc} = 599,75 \text{ s} \approx 10 \text{ min}$$

гдје је:

t_u – вријеме трајања утовара ($t_u=226\text{s}$),

t_i – вријеме трајања истовара ($t_i=90\text{s}$),

$t_{\check{c}}$ – вријеме чекања ($t_{\check{c}}=113\text{s}$),

t_k – вријеме укупног кретања камиона.

Укупно трајање циклуса кретања камиона од багера на угљу до новог дробиличног постројења (линија 1) приближно износи 10 минута.

Прорачун средње техничке брзине кретања возила

Пуно возило:

$$t_t = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{v_{si}}$$

$$t_t = 101,05$$

гдје је :

 t_t – вријеме кретања пуног камиона, L_i – дужина i -те дионице кретања пуног камиона, v_{si} – усвојена сигурна брзина на i -тој дионици, n – број дионица кретања пуног камиона.

$$v_t = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{t_t}$$

$$v_t = \frac{393,29}{101,05}$$

$$v_t = 3,89 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 14 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

гдје је :

 v_t – средња техничка брзина кретања пуног камиона.

Празно возило:

$$t_p = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{v_{si}}$$

$$t_p = 69,6 \text{ s}$$

гдје је :

 t_t – вријеме кретања празног камиона, L_i – дужина i -те дионице кретања празног камиона, v_{si} – усвојена сигурна брзина на i -тој дионици,

$$v_p = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{t_p}$$

$$v_p = \frac{393,29}{69,6}$$

$$v_p = 5,67 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 20 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

гдје је :

v_p – средња техничка брзина кретања празног камиона.

Општа средња техничка брзина циклуса камиона:

$$v_{sr}^c = \frac{\sum_{i=1}^n L_i + \sum_{i=1}^n L_i}{t_t + t_p}$$

$$v_{sr}^c = \frac{393,29 + 393,29}{101,05 + 69,6}$$

$$v_{sr}^c = 4,60 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 17 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Просјечна дневна техничка брзина кретања, при различитим деоницама за кретање пуних (L_{it}) и празних возила (L_{ip}) прорачунава се по обрасцу:

$$v_{pd} = \frac{v_t \cdot v_p}{v_t + m \cdot (v_p - v_t)}$$

$$v_{pd} = \frac{3,89 \cdot 5,76}{3,89 + 0,5 \cdot (5,76 - 3,89)}$$

$$v_{pd} = 4,64 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 17 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$m = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{\sum_{i=1}^n L_i + \sum_{i=1}^n L_i}$$

$$m = \frac{393,29}{393,29 + 393,29}$$

$$m = 0,5$$

гдје је:

m – коефицијент искоришћења пута.

Средња техничка годишња брзина вожње износи:

$$v_g = v_{pd} \cdot \frac{T_d + T_n \cdot k_n}{T_d + T_n}$$

$$v_g = 4,64 \cdot \frac{4320 + 2160 \cdot 0,9}{4320 + 2160}$$

$$v_g = 4,48 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 16 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

гдје је:

T_d – број часова дневне вожње у току године,

T_n – број часова ноћне вожње у току године,

k_n – коефицијент смањења брзине камиона у ноћним условима ($k_n = 0,88-0,92$).

Прорачун часовног капацитета камиона

Теоријски часовни капацитет:

$$Q_{teo} = \frac{3600 \cdot V_s}{t_k} = \frac{3600 \cdot 60,1}{170,75} = 1267,11 \frac{\text{čm}^3}{\text{h}}$$

V_s – запремина сандука камиона,

t_k – вријеме кретања камиона у једном циклусу.

Технички часовни капацитет рачуна се по обрасцу:

$$Q_{ht} = \frac{3600 \cdot V_s}{t_{thc}}$$

$$Q_{ht} = \frac{3600 \cdot 60,1}{599,75}$$

$$Q_{ht} = 360,75 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

V_s – запремина сандука камиона,

t_{thc} – техничко трајање циклуса.

Експлоатациони часовни капацитет износи:

$$Q_{he} = Q_{ht} \cdot k_i$$

$$Q_{he} = 360,75 \cdot 0,75$$

$$Q_{he} = 270,56 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

гдје је:

k_i – коефицијент искоришћења радног времена при раду у три смјене ($k_i = 0,65-0,75$).

Експлоатациони смјенски капацитет износи:

$$Q_{sme} = Q_{he} \cdot T_s$$

$$Q_{sme} = 270,56 \cdot 8$$

$$Q_{sme} = 2164,5 \frac{t}{smjeni}$$

T_s – број сати у смјени ($T_s = 8$ h).

Прорачун броја камиона и степена усклађености њиховог капацитета са откопно утоварном опремом

Потребан број камиона за рад у једној смени одређује се према обрасцима:

$$n_k = \sum_{i=1}^{bb} n_i$$

гдје је:

bb – број багера.

$$n_i = \frac{Q_{bei}^{čas}}{Q_{he}}$$

$$n_i = \frac{726}{270,56}$$

$$n_i = 3 \text{ камиона}$$

$$Q_{he} = 270,56 \frac{t}{h}$$

$$Q_{bei}^{čas} = Q_{bei}^h \cdot \gamma$$

$$Q_{bei}^{čas} = 550 \cdot 1,32$$

$$Q_{bei}^{čas} = 726 \frac{t}{h}$$

гдје је:

$Q_{bei}^{čas}$ – часовни експлоатациони капацитет багера.

Одређивање степена усклађености капацитета

Капацитет багера и камиона су међу зависни и треба да су изједначени, а операције утовара и транспорта строго синхронизоване. Ова зависност може да се оцењује степеном усклађености њихових капацитета (S).

Степен усклађености капацитета камиона са откопно утоварном опремом најједноставније се одређује следећим обрасцем:

$$S = \frac{n_k \cdot t_{ub}}{n_b \cdot T_{cb}}$$
$$S = \frac{3 \cdot 165}{1 \cdot 486,75}$$
$$S = 0,99$$

гдје је:

n_k – број камиона у раду,

n_b – број багера у раду,

t_{ub} – трајање утовара без чекања,

T_{cb} – трајање циклуса вожње без чекања на утовар.

У овом случају ($S < 1$) багер чека камионе за утовар. Теоријски је могуће да степен усклађености (S) буде једнак јединици када се сматра да су капацитети камиона идеално усклађени са багерима. У случају када је степен усклађености мањи од један ($S > 1$) значи да камиони чекају багер за утовар.

3.3. Трошкови транспорта по варијантама

У претходним прорачунима дефинисани су најзначајнији параметри као и услови који утичу на избор најповољнијег система транспорта на површинском копу угља „Богutowo Село“. У свим досадашњим истраживањим, проблем избора оптималних транспортних система углавном је разматран са аспекта функционално-технолошких параметара, инвестиционих улагања и економских параметара експлоатације. (Гајић, 2003)

Варирањем расположивости дампера од 40 % до 80 % одређен је оптималан број истих у случају дисконтинуалног и комбинованог транспорта. За дисконтинуални транспорт он се креће од пет до два, како је приказано у табели 21. Код комбинованог транспорта тај број је три за расположивост од 40 %, а један за расположивост од 80 %, што је приказано у табели 22. (Гајић, 2003)

Табела 21. Дисконтинуални транспорт (Гајић, 2003)

Коефицијент расположивости	Број оперативних сати (h)	Потребан број камиона
40 %	1760	4
45 %	1980	4
50 %	2200	4
55 %	2420	3
60 %	2640	3
65 %	2860	3
70 %	3080	3
75 %	3300	2
80 %	3520	2

Табела 22. Комбиновани транспорт (Гајић, 2003)

Коефицијент расположивости	Број оперативних сати (h)	Потребан број камиона
40 %	1760	3
45 %	1980	3
50 %	2200	2
55 %	2420	2
60 %	2640	2
65 %	2860	2
70 %	3080	1
75 %	3300	1
80 %	3520	1

Расположивост 40%

Дисконтинуални транспорт 4 дампера

Комбиновани транспорт 3 дампера

		1.ГОД	2.ГОД	3.ГОД	4.ГОД	5.ГОД	6.ГОД	7.ГОД	8.ГОД	9.ГОД	10.ГОД
Цијена произ. €/t	Вар 1 Дискон	2,00	2,11	2,10	2,12	2,10	2,07	2,05	1,96	1,95	1,94
Цијена произ. €/t	Вар 2 Комбин	1,81	1,83	1,83	1,85	1,82	1,79	1,76	1,65	1,64	1,64

Расположивост 70%

Дисконтинуални транспорт 3 дампера

Комбиновани транспорт 1 дампера

		1.ГОД	2.ГОД	3.ГОД	4.ГОД	5.ГОД	6.ГОД	7.ГОД	8.ГОД	9.ГОД	10.ГОД
Цијена произ. €/t	Вар 1 Диско н	1,99	2,00	2,01	2,02	2,00	1,97	1,95	1,88	1,86	1,85
Цијена произ. €/t	Вар 2 Комби н	1,61	1,63	1,63	1,64	1,62	1,60	1,57	1,49	1,48	1,48

Расположивост 75%

Дисконтинуални транспорт 2 дампера

Комбиновани транспорт 1 дампера

		1.ГОД	2.ГОД	3.ГОД	4.ГОД	5.ГОД	6.ГОД	7.ГОД	8.ГОД	9.ГОД	10.ГОД
Цијена произ €/t	Вар 1 Диско н	1,89	1,90	1,91	1,92	1,90	1,88	1,85	1,80	1,78	1,77
Цијена произ €/t	Вар 2 Комби н	1,61	1,63	1,63	1,64	1,62	1,60	1,57	1,49	1,48	1,48

У горњим табелама приказани су резултати на показаним примјерима расположивости (40%, 70% и 75%) за дисконтинуални и комбиновани транспорт. Очигледно је да је за сваку претпостављену расположивост транспортне механизације повољнији комбиновани транспорт с тим што су највећи ефекти за расположивост од 70%. (Гајић, 2003)

4. ЗАКЉУЧАК

Процес експлоатације угља представља веома скупа улагања, како у опрему тако и за даље развијање површинског копа. Велика инвестициона улагања изражена су са продубљивањем површинског копа и помјерање његових граница, као и потребе за превозом већих количина угља и откривке. Због тога тежи се за сталну контролу производње, односно ефикаснијом експлоатацијом.

Сваки систем експлоатације има своје особености, али у суштини свима је заједничко да за своју примјену имају одређене техничке услове, којима се као ограничавајући фактори јављају природни услови лежишта, што значи да се за откопавање лежишта мора пронаћи оптимално техно-економско ријешење. Правилан избор највише се огледа у усклађености капацитета, утоварно-транспортне механизације која је од великог значаја јер трошкови транспорта достижу и преко 50% укупних трошкова експлоатације.

Високи трошкови експлоатације, посебно код лежишта са сложеним геолошким условима, као што је ПК Богутово Село, захтијева правилан избор опреме и димензионисање транспортних система у зависности од карактеристика радне средине.

На основу анализе у претходним поглављима, која се своди на прорачун комбинованог транспорта и чистог камионског транспорта као и експлоатационих трошкова за облике транспортних система које је могуће примјенити на површинском копу „Богутово село“ формиран је општи модел о избору оптималне транспортне механизације на површинским коповима угља.

Ради утврђивања ефикасности и исплативости одговарајућег вида транспорта коришћени су подаци о понашању дампера на датом површинском копу. Основе ефикасности система одређене су праћењем рада дампера CAT 777D.

На основу прорачуна о расположивости опреме и економским факторима примјена комбинованог транспорта знатно је повољнија у односу на дисконтинуални. Због тога планирана је набавка дробиличног постројења са капацитетом од 1.000 t/h. Даље од дробилице материјал ће бити транспортован трачним транспортером укупне дужине 1155 метара.

На основу добијених резултата о предностима које пружа систем комбинованог транспорта могу се узети у разматрање код отварања нових површинских копова у оквиру уљљвичког угљеног басена, јер се експлоатације планира на дужи временски период.

5. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Драган Игњатовић, 2010:Машине и уређаји за транспорт на површинским коповима скрипта, Београд 2010. године.
- [2] Драган Игњатовић, 2020:Машине за површинску експлоатацију, Рударско-геолошки факултет, Београд 2020. године
- [3] Бобан Цветановић, 2018: Тракасти транспортери, Висока техничка школа струковних студија у Нишу, Ниш 2018.године.
- [4] Гајић А. "Прилог оптималном избору транспортне механизације на површинским коповима угља", Магистарска теза, ФТН Нови Сад, 2003.
- [5] Боровић Р. Транспорт тракастим транспортерима на површинским коповима. Рударско геолошки факултет, Београд 1997.
- [6] Игњатовић Д., Јованчић П.,: Машине и уређаји за површинску експлоатацију и транспорт – збирка задатака, Универзитет у Београду – Рударско-геолошки факултет, Београд 2012.
- [7] Колоња, Б., Кнежевић, Д., 2000, Транспорт у припреми минералних сировина, Београд, Рударско-геолошки факултет.
- [8] Ранко Боровић Камионски транспорт на површинским коповима, Београд 1995. год.

ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ ЗАВРШНОГ РАДА

Име и презиме студента _____ Дејан Марјановић _____

Број индекса _____ Р38/18 _____

И з ј а в љ у ј е м

да је завршни рад под насловом

_____ „Избор опреме за комбиновани транспорт на п.к. Богутово Село“ _____

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да завршни рад у целини ни у деловима није био предложен за стицање друге дипломе на студијским програмима Рударско-геолошког факултета или других високошколских установа;
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио/ла интелектуалну својину других лица.

У Београду, _____

Потпис студента

ИЗЈАВА
О ИСЛОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ
ЗАВРШНОГ РАДА

Име (име родитеља) и презиме студента Дејан (Бобан) Марјановић

Број индекса Р38/18

Студијски програм Основне академске студије

Наслов рада „Избор опреме за комбиновани транспорт на п.к. Богутово Село“

Ментор проф. др Драган Игњатовић

Изјављујем да је штампана верзија мог завршног рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла ради одлагања у Дигиталном репозиторијуму Рударско-геолошког факултета.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити у електронском каталогу и у публикацијама Рударско-геолошког факултета.

У Београду, _____

Потпис студента

ИЗЈАВА О КОРИШЋЕЊУ ЗАВРШНОГ РАДА

Овлашћујем библиотеку Рударско-геолошког факултета да у Дигитални репозиторијум унесе мој завршни рад под насловом:

„Избор опреме за комбиновани транспорт на п.к. Богутово Село“

који је моје ауторско дело.

Завршни рад са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Мој завршни рад одложен у Дигиталном репозиторијуму Рударско-геолошког факултета је *(заокружити једну од две опције)*:

I. редуковано доступан кроз наслов завршног рада и резиме рада са кључним речима;

II. јавно доступан у отвореном приступу, тако да га могу користити сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се уз сагласност ментора одлучио/ла.

1. Ауторство (CC BY)

2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)

3. Ауторство – некомерцијално – без прерада (CC BY-NC-ND)

4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)

5. Ауторство – без прерада (CC BY-ND)

6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

(Заокружите само једну од шест понуђених лиценци. Кратак опис лиценци је саставни део ове изјаве.)

У Београду, _____

Потпис ментора

Потпис студента

1. **Ауторство.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. **Ауторство – некомерцијално.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. **Ауторство – некомерцијално – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. **Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. **Ауторство – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. **Ауторство – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.

Библиотека Рударско-геолошког факултета

ПОТВРДА
О ПРЕДАЈИ ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ ЗАВРШНОГ РАДА

Потврђује се да је студент _____ Дејан (Бобан) Марјановић _____,
(име (име родитеља) презиме)

бр. индекса Р38 / 18 предао/ла електронску верзију завршног рада на
основним/мастер академским студијама под насловом:

_____ бор опреме за комбиновани транспорт на п.к. Богутово Село“

који је урађен под менторством _____ проф. др Драган Игњатовић _____
(име, презиме и звање)

за Дигитални репозиторијум завршних радова РФФ-а.

Потврда се издаје за потребе Одељења за студентска и наставна питања и не може се
користити у друге сврхе.

У Београду, _____

Библиотекар
