

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Основи транспортних машина

Број индекса: 13/2015

Дивна М. Николић
Радни механизми рамних дизалица
завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Ненад Милорадовић, доцент - ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене рамних дизалица при транспорту терета.
- Прикаже кратак осврт на историјски развој рамних дизалице.
- Наведе и опише одговарајуће механизме за дизање различитих терета и истакне њихове главне карактеристике и метод прорачуна.
- За изабрани тип дизалице и за дефинисану носивост и висину дизања терета изврши избор и прорачун елемената механизма за дизање терета и елемената механизма за кретање колица и прикаже њихове главне карактеристике.

Препоручена литература:

- [1] Д. Острић, С. Тошић, Дизалице, Машински факултет, Центар за механизацију, Београд, 2005.
- [2] Д. Острић, Дизалице, Машински факултет, Београд, 1992.
- [3] М. Георгијевић, Претовар контејнера, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2003.
- [4] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Дизалице, основе, Градина, Ниш, 1994.
- [5] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.

Крагујевац, 05. 03. 2018.

Ментор:

Др Ненад Милорадовић, доцент

Садржај

Резиме.....	5
1. Увод.....	6
2. Историјат.....	11
3. Класификација и радни механизми рамних дизалица.....	12
4. Пример прорачуна механизма за дизање рамне дизалице и механизма за кретање колица...21	
4.1. Погон дизања.....	21
4.1.1 Доња катурача	21
4.1.1.1 Избор концепције	22
4.1.1.2 Кука.....	22
4.1.1.3 Уже за дизање терета	23
4.1.1.4 Котур.....	23
4.1.1.5 Траверза	23
4.1.2 Добош за дизање терета.....	23
4.1.2.1 Избор концепције	24
4.1.2.2 Димензије добоша	24
4.1.2.3 Провера напона	25
4.1.2.4 Осовина добоша.....	25
4.1.2.5 Лежишта добоша	26
4.1.2.6 Веза редуктор-добош	27
4.1.2.7 Веза ужета за добош.....	27
4.1.3 Избор електромотора	28
4.1.3.1 Меродавна снага и остали параметри ЕМ.....	28
4.1.3.2 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета	29
4.1.4 Редуктор	29
4.1.4.1 Избор редуктора	29
4.1.4.2 Провера одступања брзине	30
4.1.5 Избор спојнице	30
4.1.6 Кочница	30
4.1.6.1 Прорачун кочнице са две папуче	31
4.1.6.2 Избор хидрауличног подизача	31
4.1.6.3 Провера кочнице.....	31
4.2. Погон кретања колица.....	32
4.2.1 Концепција погона кретања колица	32

4.2.2 Основне мере дизаличних колица	33
4.2.3 Прорачун и избор точка.....	33
4.2.3.1 Конструктивна решења	33
4.2.3.2 Одређивање пречника точка.....	33
4.2.4 Шина.....	38
4.2.5 Отпори кретању колица.....	38
4.2.5.1 Статички отпори (отпори при устаљеном кретању)	38
4.2.5.2 Отпор услед инерције.....	38
4.2.6 Избор електромотора	38
4.2.6.1 Меродавна снага и остали параметри за избор мотора.....	38
4.2.6.2 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета	39
4.2.7 Провера погона на проклизавање	39
4.2.8 Редуктор	40
4.2.9 Спојнице.....	40
4.2.9.1 Избор зупчасте спојнице.....	40
4.2.10 Кочница	41
4.2.10.1 Прорачун кочнице са две папуче	41
4.2.10.2 Избор хидрауличног подизача.....	41
4.2.10.3 Провера кочнице.....	42
4.3 Технички опис са упутством за одржавање	42
5. Закључак	43
6. Литература.....	44

Summary

Within this final act, the role and scope of the application of ram cranes is described. The main elements that are part of the lifting mechanisms and the trolley mechanism are listed and described. For the defined working conditions and the accepted load capacity and load lifting height, the calculation and selection of the mentioned elements of the working mechanisms of two girder crane was performed.

Key words: portal cranes, lifting mechanism, trolley mechanism.

Резиме

У оквиру овог завршног рада описана је улога и област примене рамних дизалица. Наведени су и описани главни елементи који су у саставу механизма за дизање терета и механизма за кретање колица. За дефинисане радне услове и усвојену носивост и висину дизања терета спроведен је прорачун и избор поменутих елемената радних механизма двогредне рамне дизалице.

Кључне речи: рамне дизалице, механизам за дизање терета, механизам за кретање колица.

1. Увод

Дизалице представљају средство које омогућава подизање и пренос терета у свим правцима (хоризонтално, вертикално или косо) при чему се њихов рад може описати у виду циклуса који поред већ поменути две фазе обухвата и фазу истовара. На основу начина рада, дизалице се групишу у машине са прекидним (периодичним) радом. Када је реч о самом транспорту, дизалице своју намену проналазе и у спољашњем и у унутрашњем транспорту [1].

Према начину остваривања и врсти погона дизалице се групишу на:

- дизалице са ручним погоном;
- дизалице са моторним погоном (електрични и СУС мотори).

Постоји више врста и типова дизалица које се користе у :

- бродоградњи;
- грађевинарству;
- фабрикама;
- дрвној индустрији;
- ливницама;
- жељезарама;
- хидроцентралама; ...[2]

У зависности од области примене, дизалице се према конструктивном облику могу класификовати на:

рамне, порталне, полупорталне, конзолне, грађевинске (торањске), мосне, пловне, регалне, аутодизалице, подизачи, дизалице са стрелом, ручне дизалице итд [3].

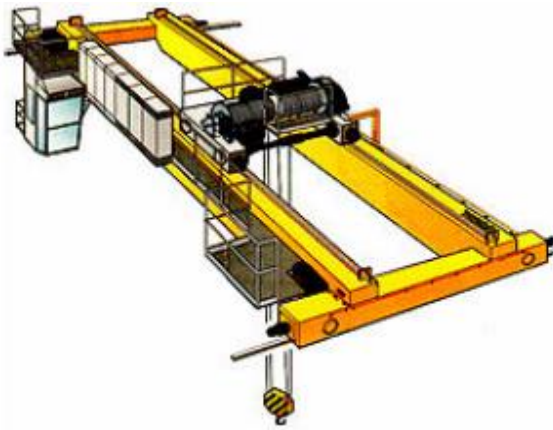
На основу начина коришћења, места употребе као и конструктивно-технолошким карактеристикама дизалице једна од могућих подела је на:

- дизалице мосног типа;
- окретне дизалице;
- комбиноване и друге дизалице [4].

Дизалице мосног типа се најчешће користе у складиштима, као и на пристаништима, лукама, великим халама (индустријским) и сл. У њих спадају:

- **мосне** → имају облик моста због чега и носе овакав назив. Мост чине:
 - један или два главна носача (по њима се крећу колица);
 - два чеона носача (на њима су уграђени точкови који омогућавају кретање по шинама дуж стазе дизалице).

Ове дизалице спадају у најбројније индустријске дизалице чији су главни носачи решеткасте или лимене конструкције, слика 1.1.



Слика 1.1 Приказ мосне дизалице [3]

Управљање је у новије време сведено највише на аутоматско, али и даље се користи управљање из кабине или из тзв. радног ходника.

Ова врста дизалица има три начина кретања и то:

- вертикално;
- попречно;
- уздужно.

- **рамне** → сличне су порталним дизалицама, а оно што их разликује јесте шинска стаза за кретање и конструкција осланања (јер се осланање најчешће врши на четири ноге). Постоје два конструктивна решења када је у питању начин осланања главних носача, а то су:
 - једна нога је крута, а друга је еластична;
 - обе ноге су круте.

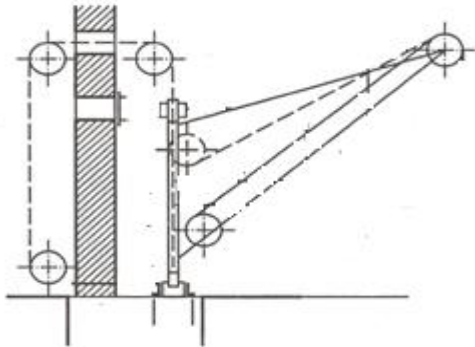


Слика 1.2 Рамна дизалица решеткасте конструкције [5]

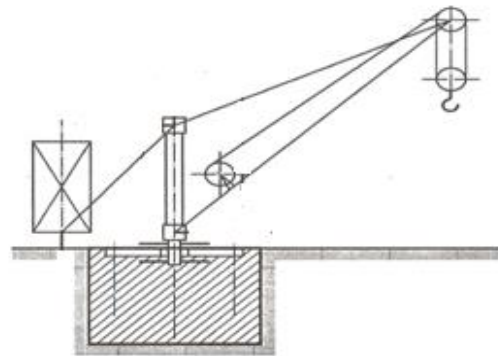
Дизалице окретног типа имају велику примену у унутрашњем транспорту, лукама, железничким станицама, складиштима, и сл. Обухватају следеће типове дизалица:

- **непокретно-окретне** → и оне могу бити:
 - зидне окретне дизалице;
 - дизалице на непомочном стубу.

Зидне окретне дизалице израђене су од челичних профилисаних штапова и оне имају могућност окретања за угао од 180° до 270° . Уграђене су на стубовима, уз зид, као што је приказано на слици 1.3. Носивост им је 1-3 t [4].



Слика 1.3 Зидна окретна дизалица [4]



Слика 1.4 Дизалица на непомичном стубу [4]

Дизалице на непомичном стубу врше обртно кретање око непомичног стуба (тј. угао окретања је 360°). Њихова носивост и стабилност зависе од тежине противтега. На слици 1.4 је приказан овај тип дизалице [4].

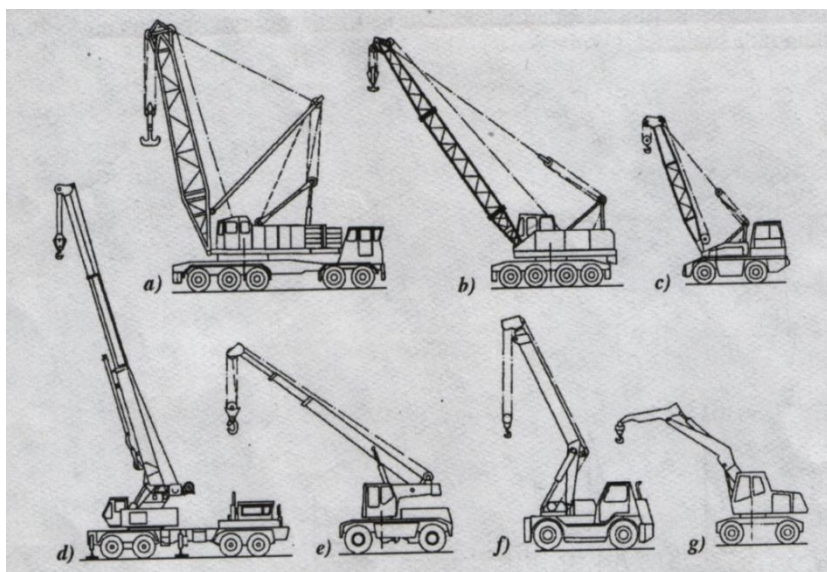
- **покретно-окретне** → обухватају:
 - аутодизалице;
 - портално-лучке дизалице.

Аутодизалице се састоје из два дела:

- дизалични део (најважнији елемент је телескопска или решеткаста стрела. Телескопска стрела се користи за мање носивости од 100 t, а решеткаста за носивости изнад 100 t. У зависности од намене саме дизалице могу се комбиновати ова два типа стреле. Остали уређаји који чине дизалични део су: уређај за дизање, уређај за телескопирање, уређај за кретање, уређај за промену нагиба стреле, систем против преоптерећења.)
- носећа конструкција (чине је: возило са погонским тј. возним уређајима, точкови, стабилизатори [1].)

У зависности од радних услова и врсте терена на коме дизалице раде, уместо пнеуматика могу се користити гусенице.

На слици 1.5 приказани су неки од могућих облика аутодизалица.



- a) решеткаста стрела са две кабине;
- b) решеткаста стрела са кабином на куполи;
- c) решеткаста стрела на раму дизалице;
- d) телескопска стрела са две кабине;
- e) телескопска стрела са кабином на куполи;
- f) телескопска стрела са кабином на раму;
- g) телескопска стрела са ломљивом стрелом.

Слика 1.5 Облици аутодизалица [1]



Слика 1.6 Аутодизалица са пнеуматицима [4]

На слици 1.6 приказана је једна аутодизалица у радном положају. Ознаке на слици представљају:

- 1. подизање/спуштање терета;
- 2. подизање/спуштање стреле;
- 3. промена дужине стреле (у случају телескопских стрела);

4. окретање горње платформе;
5. кретање дизалице по тлу.



Слика 1.7 Аутодизалица са гусеницама [4]

Порталне – лучке дизалице су дизалице које имају стрелу везану за портал и могућност обртања за 360° . Портал је заправо крути просторни рам. Портални рам се изводи у облику полупортала.

Овај тип дизалица своју примену највише проналази на пристаништима, односно поморским и речним лукама где се врши утовар, претовар и складиштење комадног или растреситог материјала.

На слици 1.8 је приказана портално - лучка дизалица.



Слика 1.8 Портално – лучке дизалице [4]

Оно што је заједничко наведеним дизалицама је план одржавања. С обзиром на временски интервал у коме се врши, преглед може бити: дневни, недељни, месечни, годишњи, генерални и ванредни преглед.

2. Историјат

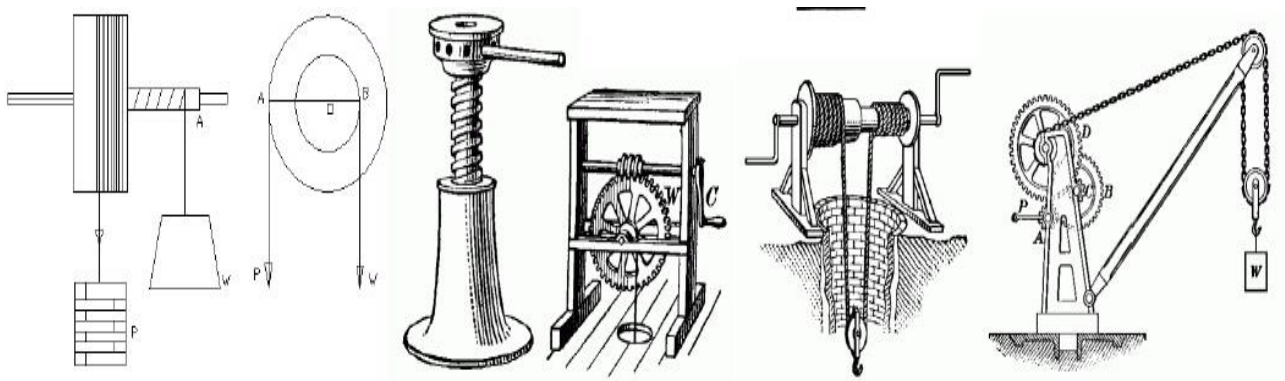
Сматра се да су се прве направе које су вршиле неко подизање или премештање терета појавиле пре неколико хиљада година. Тадашње направе и уређаји који су претече данашњим дизалицама су се употребљавале у решавању проблема попут подизања, спуштања, преноса терета. Као пример се може узети домаћинство у коме су се овакве направе користиле због држање лонца за кување и његово премештање с ватре или на њу.

Временом су се усавршавали новији проналасци попут бунарског витла које је настало 2200 године п.н.е. у Кини, у доба старе цивилизације. И земља, попут Египта, су докази примене тадашњих верзија дизалица које су биле коришћене у току изградње пирамида око 2900. године п.н.е., где су се камени блокови масе до 10 t подизали на висину до 147 m. Ни Стари Грци нису заостајали са њиховом применом. Заслужни су за њихову још савршенију појаву и примену у грађевинарству, у време када су се градили храмови. Како је време текло, тако су и људи осмишљавали новитете који би олакшале тежак и напоран посао. Средњи век и доба ренесансе су упамћени по дизалицама на ручни погон, обртним дизалицама и витлима, као и по првим лучким дизалицама које су коришћене за утовар и истовар терета са бродова, али и за њихову изградњу.

Након овог значајног доба долази период који се сматра индустријском револуцијом јер су тада настали бројни уређаји попут:

- стационарне дизалице на парни погон, 1827 године;
- прве порталне дизалице, 1843 године;
- хидрауличне дизалице, 1846 године;
- првог лифта са парним погоном, 1857 године;
- електричне мосне дизалице, 1890 године... [1]

На слици 2.1 су приказани неки старији такозвани почетни облици данашњег вида модерне механизације.



Слика 2.1. Проналасци за подизање и спуштање терета

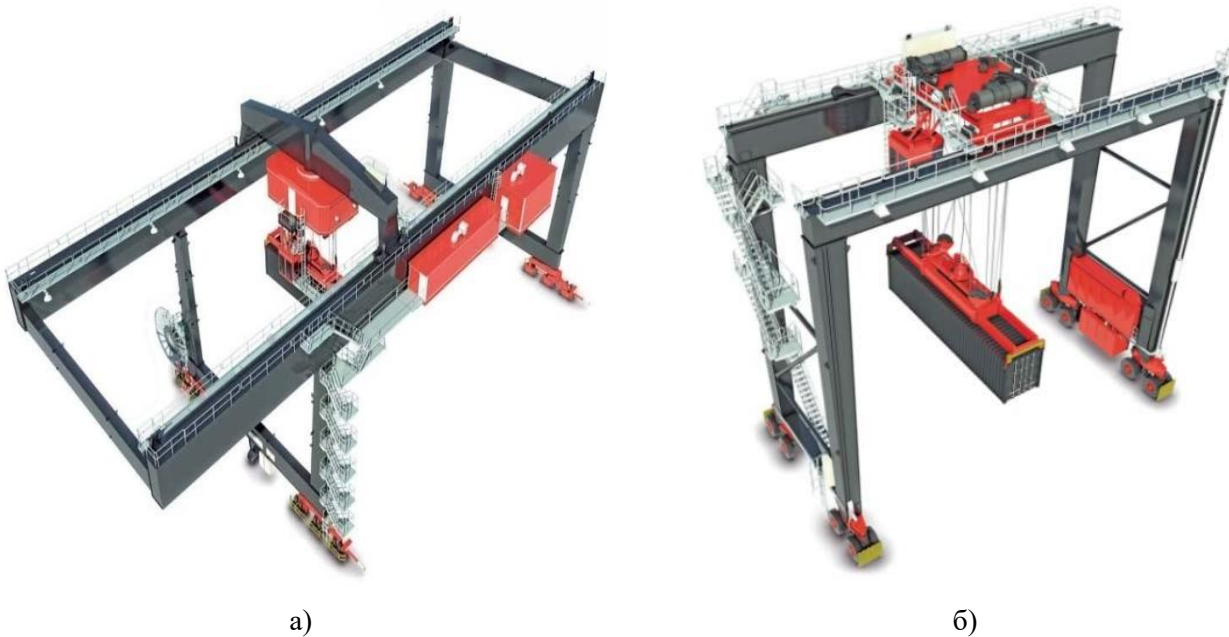
Данас је употреба ових и других врста дизалица све већа и уређаји су много сложенији. Људима је њихова појава олакшала и побољшала не само рад већ и сам живот омогућивши га лепшим и опуштенијим.

3. Класификација и радни механизми рамних дизалица

Класификација рамних дизалица се може извршити према:

- начину кретања
 - RMG, кретање по шинама;
 - RTG, мобилна → са пнеуматичима.
- типу конструкције
 - основни тип → П рам;
 - са једним препустом;
 - са два препуста.
- начину извођења конструкције
 - пуни носачи;
 - решеткаст,
 - комбиновани.
- броју гредних носача
 - једногредне;
 - двогредне.
- степену аутоматизације рада
 - аутоматизоване;
 - полуаутоматизоване;
 - неаутоматизоване.

Рамна дизалица које се креће по шинама односно мобилна са пнеуматичима је приказана на слици 3.1. Рамна дизалица са гуменим точковима замењује оне на шинама, најчешће у зони складишта.



Слика 3.1 Рамна дизалица: а) RMG тип; б) RTG тип [5]

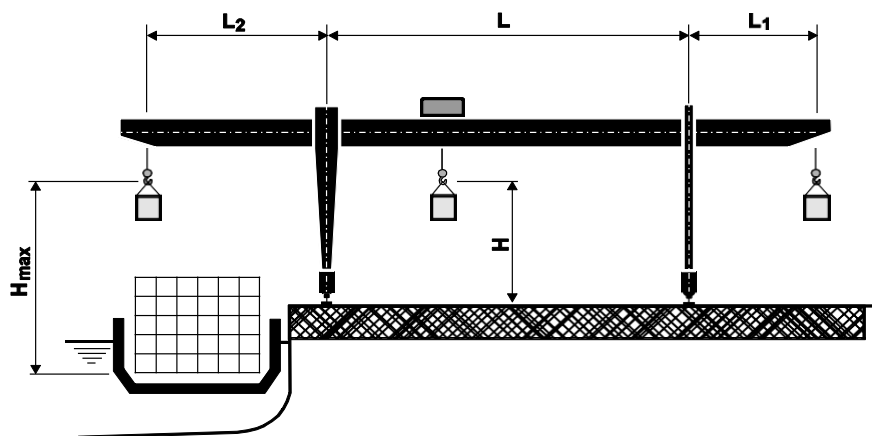
Свој назив су добиле по носећој конструкцији која се састоји од два стуба и греде. Челик је материјал који се користи при њиховој изради било да је у питању решеткасти профил рама или пуни. Такође, ове дизалице могу бити израђене са препустом или без њега. Намењене су преносу комадног и растреситог материјала на отвореном простору. Распон рамних дизалица се креће од 12 до 50 m. У случају да је овај распон већи од 50 m, онда је реч о претоварним мостовима. Распон дизалица утиче и на позицију и начин постављања командне кабине. До 25 m распона, кабина је у непокретном стању, док је код већих распона кабина покретна, тј. врши кретање заједно са колицима која су смештена на горњем појасу носача рамне дизалице. Распон утиче и на дужину конзоле, тј. уколико је могуће, најбоље је да она буде што мања и да јој дужина не прелази 0,25 од главног распона, слика 3.2.

Примена рамних дизалица је знатно већа код хидроцентрала и на пристаништима. Могу бити фиксиране или монтиране на колосеку и могу се користити и у разним фабрикама, жељезарама и сличним местима [1].

Главни делови рамне дизалице су:

- колица;
- носећа конструкција и
- погон кретања дизалице.

Носећа конструкција рамне дизалице је челична структура. Конструкцију рама чине два стуба и греда и то најчешће хоризонтални мост (греда) и вертикалне ножице. На слици 3.2 дат је општи изглед рамне дизалице са главним мерама које дефинишу њен рад.

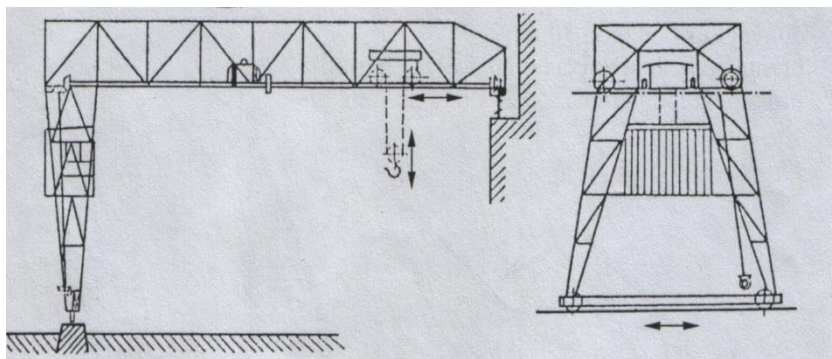


Слика 3.2 Шема рамне дизалице [5]

Главне габаритне мере рамне (порталне) дизалице, према слици 3.2 су:

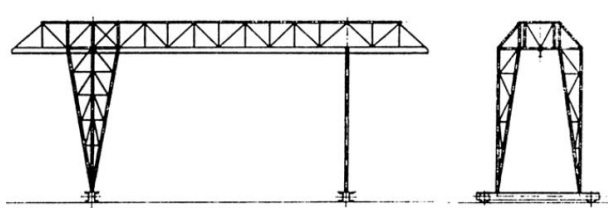
- распон између ногу (L);
- висина дизања од коте терена (H);
- дохват (препуст) са стране терена (L_1);
- дохват (препуст) са стране воде или терена (L_2);
- максимална висина дизања ($H_{\max}$). [5]

Полурамне дизалице, слика 3.3, се употребљавају у мањим технолошким срединама, могу бити стубне или зидне.

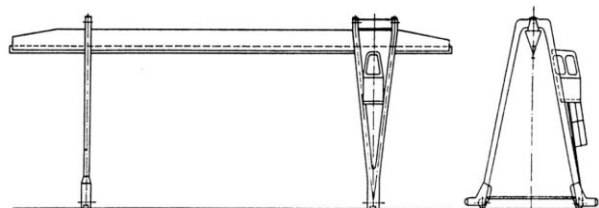


Слика 3.3 Шема полурамне дизалице [3]

На слици 3.4 дат је општи изглед порталне дизалице решеткастог типа, а на слици 3.5 изглед порталне дизалице сандучасте конструкције [6].

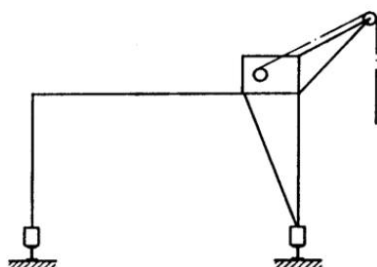


Слика 3.4 Рамна дизалица решеткасте конструкције [1]

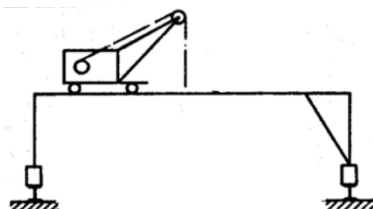


Слика 3.5 Рамна дизалица сандучасте конструкције [1]

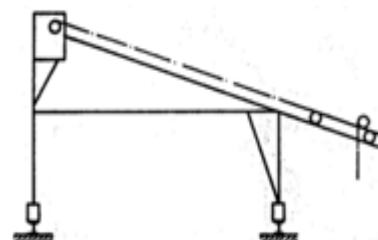
У зависности од постављених захтева у оквиру конкретног транспортног процеса, рамне дизалице могу да раде у комбинацији и са другим уређајима и машинама као што је приказано на слици 3.6 [6].



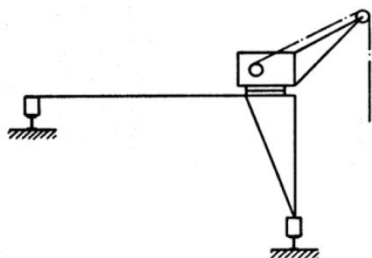
Рамна дизалица са стрелом



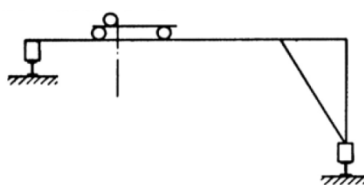
Рамна дизалица са обртном дизалицом



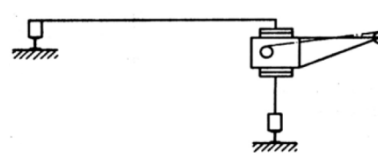
Рамна дизалица са косим одлагачем



Полурамна обртна дизалица



Полурамна дизалица са електричним витлом



Полурамна-стубна обртна дизалица

Слика 3.6 Рамне и полурамне дизалице са различитим уређајима на носећој конструкцији [6]

Према броју гредних носача у примени су једногредне (слика 3.7) и двогредне рамне дизалице, слика 3.8.



Слика 3.7 Једногредна Рамна дизалица [1]



Слика 3.8 Двогредна рамна дизалица [1]

На механизме и носећу конструкцију рамних дизалица делују оптерећења која су независна од њиховог рада, а потичу од корисног терета и њене сопствене тежине. Током рада дизалица јављају се динамичка оптерећења као и оптерећења која потичу од закошења и отпора који настају током кретања њихових механизма.

Изглед носеће конструкције рамних дизалица приказан је на сликама 3.9 до 3.11.



Слика 3.9 Рамна двогредна дизалица пуног П профила [1]



Слика 3.10 Рамна једногредна дизалица пуног П профила [7]

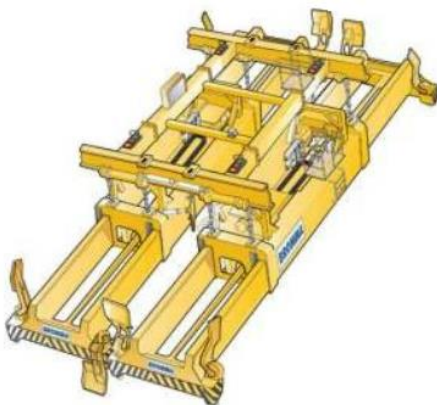


Слика 3.11 Рамна дизалица комбиноване конструкције [5]

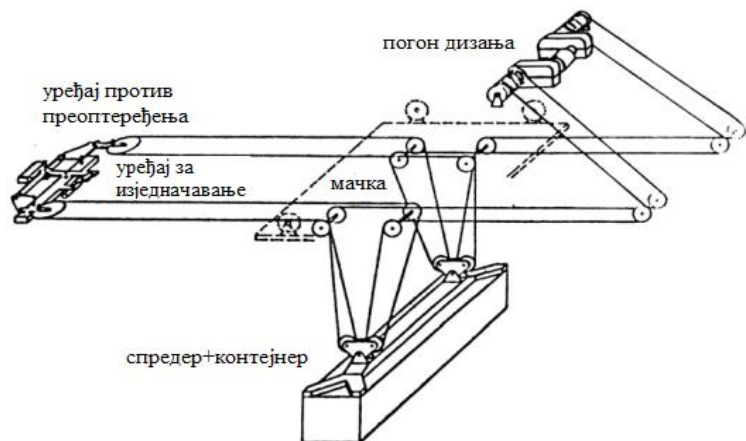
Рамне дизалице имају важну улогу у контејнерском транспорту робе чиме се остварује значајно смањење трошкова транспорта а тиме и крајње цене производа [6]. У технологији класичног транспорта све операције у транспортном процесу по правилу се врше комад по комад, што захтева много времена, радне снаге и материјала. Увођењем стандардне товарне јединице, контејнера, остварен је низ предности. На читавом превозном путу остварује се стандардизована технологија претовара при чему се користе стандардни претоварни уређаји.

Радни механизми контејнерских дизалица обухватају:

- хватач – „спредер“, слика 3.12,
- механизам за дизање, слика 3.13,
- специјални захватни уређај.



Слика 3.12 Спредер за хватање контејнера [1]



Слика 3.13 Механизам за дизање терета [6]

Радне механизме рамних дизалица чине:

- механизам кретања целокупног моста тј рама дизалице;
- механизам кретања колица;

- механизам за подизање, спуштање терета уз помоћ куке, ужади или неких других специјалних уређаја за захватање терета.

Мост врши кретање у хоризонталном правцу. Погон кретања може бити одвојени или централни са спороходним или брзоходним трансмисионим вратилом. Код већих распона моста, користи се одвојени погон јер се сматра добрим решењем. На ножицама могу бити постављени пнеуматици, гусенице који омогућавају померање целе конструкције. Сами точкови могу бити разних облика и конструкција. Наравно, њихов облик, носивост, димензија, зависе од услова рада у којима дизалице раде. Колица, на којима су смештени механизми за дизање и кретање колица, се крећу транслаторно по главним носачима носећих конструкција дизалица. Код двогредних рамних дизалица колица се крећу по горњем појасу и стајаће витло се поставља на рам колица. У случају једногредних рамних дизалица, колица се крећу по доњем појасу и вито са ушицама је у висећем положају причвршћено за колица. На основу тога, колица морају да поднесу поред сопствене тежине и оптерећења насталих од корисног терета и саму тежину механизма [1]. Када је реч о погону који покреће и омогућава кретање колица, може се закључити да се он састоји од:

- електромотора;
- редуктора;
- погонских и слободних точкова,
- преносног вратила,
- еластичне спојнице са кочницом,



Слика 3.14 Колица рамних дизалица са захватним уређајем [1]

Склопови точкова који су постављени на рам колица су врло практични када је реч о њиховој монтажи или о демонтажи. Материјал који служи за израду колица је челик.

Куке, ужад и други уређаји за дизање терета су битни елементи у процесу транспорта. Који ће се од њих користити као захватно средство зависи највише од природе материјала (терета). Куке и ужад спадају у универзалан прибор, док су уређаји попут електромагнета, грабилица и специјалних кофа сврстани у специјалне уређаје [1].

Механизми који омогућавају дизање терета су:

- уређаји за вешање терета тј. његово захватање;
- преносни елементи и механизми попут катураче, добоша и др.;
- погонска јединица (електромотор и кочница).

Вешање терета је различито и зависи од тога да ли је терет у комадном или растреситом облику. Уколико је у комадном облику, онда се његово захватање може извршити захваљујући:

- ужету или ланцима за везивање терета;
- теретној платформи;
- кљештима;
- хватачима;
- носећој греди.

Уколико је терет у растреситом облику, онда се за његово захватање користе различити типови кофа [1].

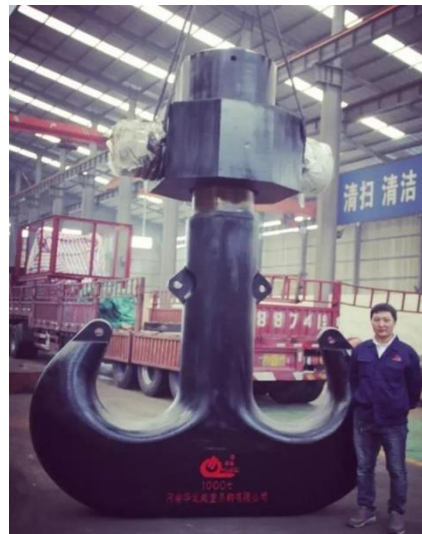
Куке могу бити:

- коване
- ламеласте
- пресоване са ушком
- једнокраке
- двокраке
- и др.

Са аспекта технологије и начина израде највише се у пракси користе коване куке израђене од нискоугљеничних челика [1]. На слици 3.15 је приказана једна кована кука.



Слика 3.15 Кована кука



Слика 3.16. Кована двокрака кука

Једнокраке коване куке су погодне за све врсте терете због чега су често у примени, док се двокраке куке користе у ситуацијама када треба окачити терет веће тежине, слика 3.16.

Поред кука, користе се и **ужад**. Она су специфична по начину везивања. За пример се може узети везивање кудељних ужади јер се оно остварује уплитавањем ужета или применом савијеног ужета у тзв. омчу око ужетне ушице. Везивање ужади са челичним жицама се остварује на три начина, применом:

- конусне чауре;
- клина;
- ужетне ушице.

Ужад која се дупло упредају се користе код дизалица јер су издржљивија, а настају тако што се жице упредају у струкове, па се затим ти струкови упредају у ужад. Упредање може бити извршено у левом или десном смеру, а на основу врсте упредања разликују се унакрсна упредања од истосмерних упредања [1].

Избор ужета се врши на основу статичке силе кидања. Ужад имају бројне предности попут: једноставне израде, ниска цена коштања, мање тежине, и др., док су им мане првенствено проблеми који прате корозију као и појаву хабања [1].

Електромагнети могу бити једино употребљиви уколико је терет који треба подићи сачињен од материјала који поседује магнетне особине. Такви материјали су:

- лимови;
- ваљани профили;
- шине; итд.

Иако је подизање терета применом електромагнета релативно једноставно, тај процес зависи од низа фактора. Остварење потребне силе дизања зависи од карактеристика, облика, димензија, хемијског састава терета, итд. Такође, треба обратити пажњу на потенцијалне ризике по раднике, с обзиром на могућност прекида електричне енергије током рада [1].



Слика 3.17 Електромагнет [8]



Слика 3.18 Специјалне кофе [1]

Специјалне кофе представљају средства која служе за захватање и пренос растреситог материјала. Приликом њиховог пуњења неопходан је и уређај за засипање. У зависности од њихове конструкције разликују се [1]:

- затворене кофе;
- отворене кофе;
- кофе које висе на куки;
- кофе које садрже додатне уређаје, итд

Грабилице се користе за пренос велике количине растреситог материјала и раде на следећи начин:

- заривају се сопственом тежином у материјал;
- захватају га;
- врше пренос до жељеног места;
- и испуштају материјал [1].



Слика 3.19. Грабилица за растресит материјал [9]



Слика 3.20 Грабилица за комадни материјал [10]

На основу начина отварања и затварања челоусти грабилица, постоје:

- грабилице са једним ужетом → њихови главни делови су: уже, тег, носач, вођице, доња глава, горња глава, полуге, челоусти грабилице, опруга, граничник;
- грабилице са два ужета → њихови главни делови су: уже за дизање и држање, уже за затварање и дизање, добош за дизање и држање, добош за отварање и дизање, горња глава, доња глава, челоусти грабилице;
- моторне грабилице → њихови механизми на основу типа погона могу бити са једним или два електромотора. Главни делови су им један или два електромотора (у зависности од типа погона), добош за затварање, добош за држање, зупчасти парови, фриксиона спојница (ако је са једним електромотором), кочнице;
- специјалне грабилице → њихов облик зависи од материјала који треба да пренесу и њихове челоусти имају специјалну израду [1].

4. Пример прорачуна механизма за дизање рамне дизалице и механизма за кретање колица

Полазни подаци који се користе за прорачун су:

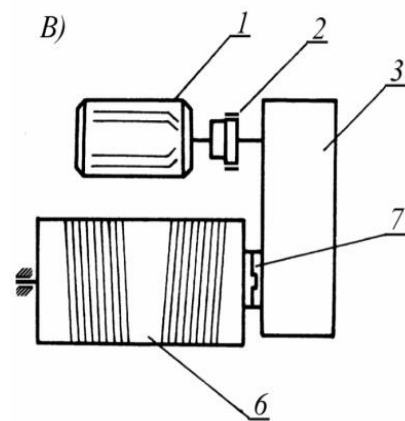
- Носивост – $m_g = 16 \text{ t}$
- Распон – $L = 28 \text{ m}$
- Висина дизања – $H = 14 \text{ m}$
- Дизалица је намењена за средње (2) услове рада
- Брзина дизања – $v_1 = 6,3 \text{ m/min}$
- Брзина кретања колица – $v_2 = 25 \text{ m/min}$

4.1. Погон дизања

– Концепција погона дизања

Усвојена концепција је приказана на слици 4.1 и у складу је са препорукама које важе за мање носивости тј. за $Q \leq 250 \text{ kN}$.

- 1) Електромотор
- 2) Еластични редуктор са кочницом
- 3) Хоризонтални редуктор
- 6) Добош
- 7) Спојница

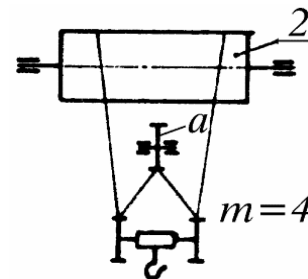


Слика 4.1 Шема погона дизања [11]

4.1.1 Доња катурача

Улога катураче у механизму за дизање терета је да смањи: затезну силу у ужету, момент терета на добошу, као и преносни момент између мотора и добоша [11].

Доња катурача може бити проста или двојна. Усвојена је двојна катурача, слика 4.2. Она заправо представља две просте катураче које су постављене паралелно и на њих се врши двојно намотавање ужета на добош [1].

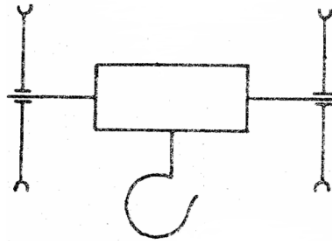


Слика 4.2 Двојна катурача [11]

4.1.1.1 Избор концепције

Котурача остварује везу куке и ужета [1]. Стандардни типови котурача су дуге, кратке или комбиноване конструкције [11].

Усвојена је котурача кратке конструкције, слика 4.3.



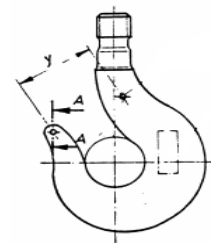
Слика 4.3 Котурача кратке конструкције [11]

- ознака куке: 07 (из табеле 1.1) [11]
- пречник ужета: 20mm
- пречник котура: $d_1 = 550 \text{ mm}$
- преносни број котураче - $i_k = \frac{m}{2} = \frac{4}{2} = 2$
- степен корисности котураче - $\eta_k = (0,96 \div 0,98) = 0,97$
- На основу задате носивости $Q=160 \text{ kN}$ и средње погонске класе, усваја се котурача са ознаком 06, масе 202 kg [11].

4.1.1.2 Кука

Из табеле 1.2, [11] усвојена је једнокрака кована кука у калупу, са ваљкастим стаблом и ознаком 07, материјала Č1330.

- пречник навртке: $d_5 = 72 \text{ mm}$
- корак завојнице: $t = 8 \text{ mm}$
- пречник језгра навојнице: $d_5 = 63,2 \text{ mm}$



Слика 4.4 Шема једнокраке куке [11]

а) Истезање врата куке:

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_5^2} \leq \sigma_{doz} \rightarrow \sigma = \frac{4 \cdot 160 \cdot 10^3}{\pi \cdot 63,2^2} = 51,01 \text{ MPa} \quad (4.1)$$

Добијена вредност је у границама дозвољеног одступање (5%).

б) Провера навртке

$$H \geq \frac{4 \cdot Q \cdot t}{\pi \cdot (d_3^2 - d_5^2) \cdot p_{doz}} = \frac{4 \cdot 160000 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (72^2 - 63,2^2) \cdot 34} = 0,04 \text{ m} \quad (4.2)$$

$$H \geq 0,8 \cdot d_3 = 0,8 \cdot 72 = 57,6 \text{ mm} \quad (4.3)$$

4.1.1.3 Уже за дизање терета

$$k_u = 5 ; m_k = 202 \text{ kg}$$

$$G_k = m_k \cdot g = 202 \cdot 10 = 2020 \text{ N} \quad (4.4)$$

$$F_r \geq k_u \cdot F_u = k_u \cdot \frac{Q + G_k}{m \cdot \eta_k} = 5 \cdot \frac{160 \cdot 10^3 + 2020}{4 \cdot 0.97} = 208,78 \text{ kN} \quad (4.5)$$

Одабрано је обично уже 8х37=296 SRPS С.Н1.084 конструкцијског струка 1+6+12+18 где је рачунска сила $F_r=213 \text{ kN}$, називна чврстоћа жице 1570 МПа и $d_u=20 \text{ mm}$ [11].

4.1.1.4 Котур

– Најмањи пречник катура:

$$D_{min} = \left(\frac{D}{d}\right) \cdot d_u = 20 \cdot 20 = 400 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Усвојен је пречник катура, $D_k = 450 \text{ mm}$ [11]

– Пречник изравнавајућег катура:

$$D_{ik} = \left(\frac{D}{d}\right) \cdot d_u = 11 \cdot 20 = 220 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Усвојен је пречник изравнавајућег катура $D_{ik} = 315 \text{ mm}$ [11]

4.1.1.5 Траверза

Траверза служи за ослањање куке преко навртке и аксијалног лежаја [1].

Усваја се траверза са ознаком 07 са следећим подацима [11]:

$$\sigma_{doz} = 125 \text{ MPa} ; b_1 = 180 \text{ mm} ; d_2 = 74 \text{ mm} ; h_1 = 75 \text{ mm} ; d_3 = 60 \text{ mm} ; s = 13 \text{ mm}$$

– Напон савијања траверзе у средини пресека се приближно израчунава према изразу:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{b_1 + s}{2} - \frac{Q}{2} \cdot \frac{d_3}{2}}{\frac{1}{6}(b_1 - d_2) \cdot h_1^2} = \frac{\frac{160000}{2} \cdot \frac{180 + 13}{2} - \frac{160000}{2} \cdot \frac{60}{2}}{\frac{1}{6}(180 - 74) \cdot 75^2} = 65,61 \text{ MPa} \leq \sigma_{doz} \quad (4.8)$$

– Провера на савијање рукавца траверзе

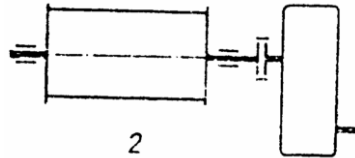
$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{s}{2}}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{\frac{160000}{2} \cdot \frac{13}{2}}{0,1 \cdot 60^3} = 31,25 \text{ MPa} < \sigma_{doz} \quad (4.9)$$

4.1.2 Добош за дизање терета

Претвара обртно кретање делова механизма за дизање у транслаторно кретање терета и служи за намотавање ужета или ланца. Израђује се од сивог, челичног лива и челичног лима. Његова површина може бити глатка или нарезана [1].

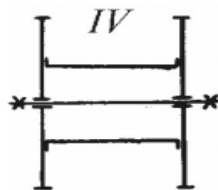
4.1.2.1 Избор концепције

Усвојено је решење приказано на слици 4.5, које карактерише једноставна конструкција стандардних елемената са минималним бројем веза. Ово омогућава лаку монтажу и поуздан рад механизма за дизање [11].



Слика 4.5 Решење везе добоша и редуктора [11]

На слици 4.6 приказана је шема погона добоша и на основу ње може се закључити да се добош заједно са два зупчаника окреће око непокретне осовине.



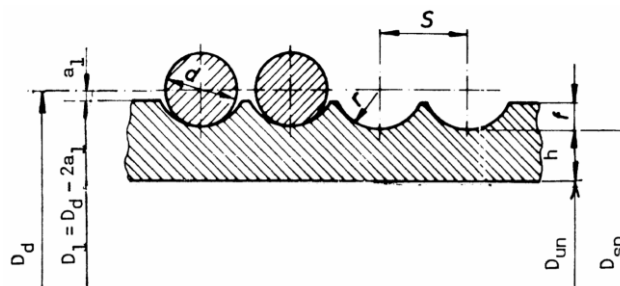
Слика 4.6 Шема погона добоша [11]

Висина прирубнице се израчунава према: $1,5 \cdot d_u = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ mm}$ (4.10)

За $m_Q \leq 16000 \text{ kg}$ и $m = 4$ (табела 1.22) [11], пошто је $D_d = 450 \text{ mm}$, онда је $L_Q = 170 \text{ mm}$.

4.1.2.2 Димензије добоша

За пречник добоша се обично усваја иста димензија као код пречника катура.



Слика 4.7 Димензије жљебова код добоша [11]

– Називни пречник добоша

$$D_d = \left(\frac{D}{d}\right) \cdot d_u = 20 \cdot 20 = 400 \text{ mm} \quad (4.11)$$

На основу D_d , усваја се стандардни пречник добоша из табеле 1.20: $D_d = 450 \text{ mm}$ [11]

$$i_k = 2 ; H = 14 \text{ m} ; s = 23 \text{ mm} ; L_Q = 170 \text{ mm}$$

– Дужина добоша

$$L = \left(\frac{2 \cdot i_k \cdot H}{\pi \cdot D_d} + 8\right) \cdot s + L_Q = \left(\frac{2 \cdot 2 \cdot 14}{\pi \cdot 0,45} + 8\right) \cdot 0,023 + 0,17 = 1,265 \text{ m} \quad (4.12)$$

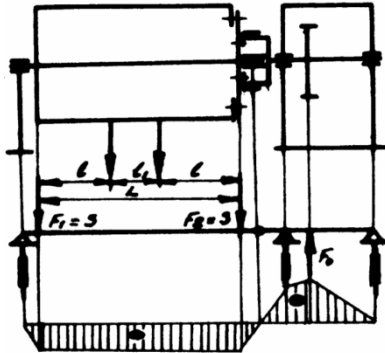
– Дебљина зида омотача (за добош од челика)

$$\delta = 0,01 \cdot D_d + 0,003 = 0,01 \cdot 0,45 + 0,003 = 0,0075 \text{ m} = 7,5 \text{ mm} \quad (4.13)$$

4.1.2.3 Провера напона

Усваја се материјал Č.0300 .

Изабрана је концепција чија је шема приказана на слици 4.8 [11] Ова концепција омогућава директну везу добоша са редуктором [11].



Слика 4.8 Концепција добоша директно везаног за редуктор [11]

– Момент савијања:

$$M_s = S \cdot l = \frac{Q+G_k}{4} \cdot \frac{L-L_Q}{2} = \frac{160000+2020}{4} \cdot \frac{1,265-0,17}{2} = 22176,49 \text{ Nm} \quad (4.14)$$

– Момент увијања:

$$M_u = S \cdot Dd = \frac{Q+G_k}{4} \cdot Dd = \frac{160000+2020}{4} \cdot 0,45 = 18227,25 \text{ Nm} \quad (4.15)$$

– Резултујући напон:

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{M_s^2 + (\varphi \cdot M_u)^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{22176,49^2 + (0,75 \cdot 18227,25)^2}}{0,014395715} = 1,81 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

– Аксијални отпорни момент:

$$W_x = \frac{D_{sp}^4 - D_{un}^4}{D_{sp}} = \frac{0,439^4 - 0,419^4}{0,439} = 0,014395715 \text{ m}^3 \quad (4.17)$$

4.1.2.4 Осовина добоша

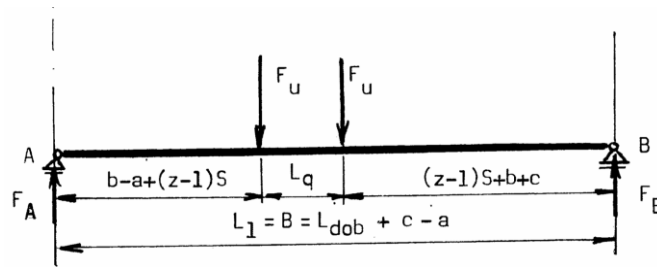
– Пречник осовине на месту главчине

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{smax}}{\pi \cdot \sigma_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 22177000}{\pi \cdot 136}} = 118,43 \text{ mm} \quad (4.18)$$

Усваја се пречник осовине: $d_i = 120 \text{ mm}$ [11]

4.1.2.5 Лежишта добоша

– Силе реакција у ослоњцима осовина



Слика 4.9 Шема оптерећења добоша [11]

На основу слике 4.9 су израчунати отпори ослонаца:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_B \cdot (L_{dob} + c - a) - F_u \cdot (b - a + (z - 1) \cdot s) - F_u \cdot (b - a + (z - 1) \cdot s + L_Q) = 0 \quad (4.19)$$

$$F_B = \frac{F_u \cdot (b - a + (z - 1) \cdot s + b - a + (z - 1) \cdot s + L_Q)}{L_{dob} + c - a}$$

$$= \frac{41,757 \cdot (46 - 32 + 23 \cdot 23 + 46 - 32 + 23 \cdot 23 + 170)}{1320 + 64 - 32} = 38,79 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_A \cdot (L_{dob} + c - a) - F_u \cdot (L_Q + (z - 1) \cdot s + b + c) - F_u \cdot ((z - 1) \cdot s + b + c) = 0 \quad (4.20)$$

$$F_A = \frac{F_u \cdot (L_Q + 2 \cdot (z - 1) \cdot s + 2 \cdot b + 2 \cdot c)}{L_{dob} + c - a}$$

$$= \frac{41,757 \cdot (170 + 2 \cdot 23 \cdot 23 + 2 \cdot 46 + 2 \cdot 64)}{1320 + 64 - 32} = 44,72 \text{ kN}$$

$$F_A = 44,72 \text{ kN} \quad (4.21)$$

и

$$F_B = 38,79 \text{ kN} \quad (4.22)$$

$$z = \frac{i_k \cdot H}{\pi \cdot D_d} + 4 = \frac{2 \cdot 14}{\pi \cdot 0,45} + 4 = 23,81 \text{ зареза па се усваја да је } z = 24 \text{ зареза [11]} \quad (4.23)$$

$$L_{nar} = (z - 1) \cdot s = (24 - 1) \cdot 23 = 529 \text{ mm} \quad (4.24)$$

$$L_{dob} = 2 \cdot b + 2 \cdot L_{nar} + L_Q \quad (4.25)$$

$$b = 46 - \text{tab. 1.20 [1]}$$

$$L_{dob} = 2 \cdot b + 2 \cdot L_{nar} + L_Q = 2 \cdot 0,046 + 2 \cdot 0,529 + 0,170 = 1,32 \text{ m} \quad (4.26)$$

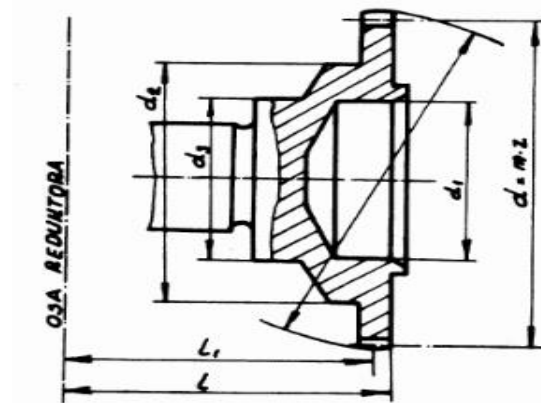
– Број обртаја добоша

$$n_d = \frac{i_k \cdot v_1}{\pi \cdot D_d} = \frac{2 \cdot 6,3}{\pi \cdot 0,45} = 8,9127 \text{ min}^{-1} \quad (4.27)$$

– Радни век лежишта добоша (табела 1.25) [11]

$$T = 7000 \text{ h}$$

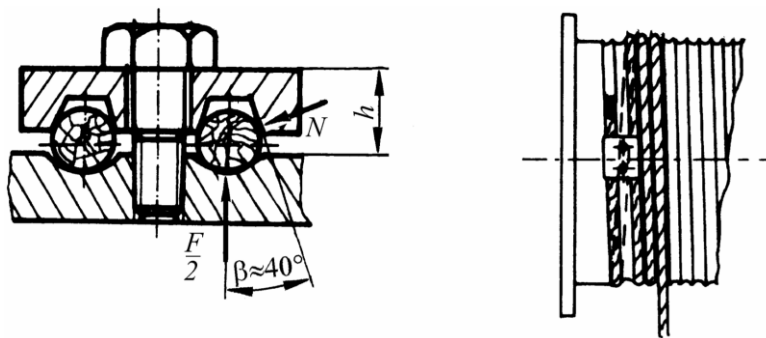
4.1.2.6 Веза редуктор-добош



Слика 4.10 Зупчаста спојница [11]

Може се усвојити из табеле 1.26, [11] зупчаста спојница Н2 630 .

4.1.2.7 Веза ужета за добош



Слика 4.11 Веза ужета за добош [11]

– Сила која оптерећује везу:

$$S_v = 2,5 \cdot \frac{F_u}{e^{\mu\alpha}} = 0,71 \cdot F_u = 0,71 \cdot 41757,732 = 29647,99 \text{ N} \quad (4.28)$$

F_u - сила у ужету [11];

$\mu=0,1$ - коефицијент трења између добоша и ужета;

$\alpha=4 \cdot \pi$ - угао обухвата ужета око добоша,(два пуна круга).

– Сила затезања у завртњу је:

$$F = \frac{2 \cdot S_v}{i \cdot (\mu + \mu') \cdot (e^{\mu\alpha_1} + 1)} = \frac{2 \cdot 29,65}{2 \cdot (0,1 + 0,16) \cdot (e^{0,1 \cdot 2\pi} + 1)} = 39,67 \text{ kN} \quad (4.29)$$

$\mu' \approx 0,16$ – коефицијент трења;

$\alpha_1 = 2\pi$ – угао обухвата ужета око добоша између два наилазка под плочу;

i – број завртњева који притежу плочицу (обично два).

– Укупни напон у завртњу (од савијања и истезања)

За проверу $\sigma_{дор}$ коришћем је завртањ ознаке М22 (табела 1.28, [11]), па је на основу рачунског добијеног напона закључено да се из табеле 1.27 може усвојити материјал SL.18, класе чврстоће 4.6, чији дозвољени напон износи 100 МПа [11].

$$M_f = \mu_1 \cdot S_v \cdot l = 1,3 \cdot 29,65 \cdot 10^3 \cdot 0,028 = 1079,26 \text{ Nm} \quad (4.30)$$

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F}{z \cdot A_s} + \frac{M_f}{0,1 \cdot z \cdot d_1^3} = \frac{1,3 \cdot 39,67 \cdot 10^3}{2 \cdot 303} + \frac{435,708 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 2 \cdot 18,933^3} = 85,101 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

4.1.3 Избор електромотора

4.1.3.1 Мерадна снага и остали параметри ЕМ

– Потребна снага електромотора:

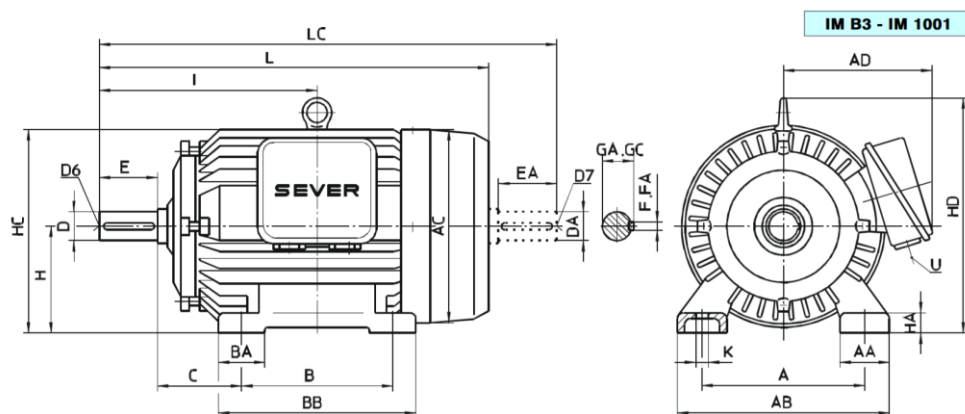
$$P = \frac{Q \cdot v_1}{\eta_m} = \frac{160000 \cdot 6,3}{0,85 \cdot 60} = 19,765 \text{ kW} \quad (4.32)$$

– Степен искоришћења механизма за дизање:

$$\eta_m = 0,85$$

На основу израчунате потребне снаге електромотора усвојен је нисконапонски трофазни затворени мотор са кавезним ротором произвођача “Север,, из Суботице, ознаке 1.ZK 200 L-6 [12]:

- Номинална снага – $P_n=22 \text{ kW}$
- Број обртаја – $n=970 \text{ min}^{-1}$
- Фактор преоптерећења – $\psi=0.80$
- Момент инерције мотора – $J=0,27 \text{ kgm}^2$
- Маса ЕМ – $m_{em}=230 \text{ kg}$
- ED% - 87%



Слика 4.12 Шема електромотора 1.ZK 200 L-6 [12]

Табела 1. Димензије електромотора [12]

A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	D	DA	D6	D7	E	EA
318	80	398	369	299	305	95	375	133	55	55	M20	M20	110	110
F	FA	GA	GC	H	HA	HC	HD	I	K	L	LC	U		
16	16	59	59	200	30	387,5	440	395,5	18	758	876	AU 36		

4.1.3.2 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета

– Угаона брзина вратила

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 970}{30} = 101,53 \text{ rad/s} \quad (4.33)$$

– Преносни однос

$$i = i_r = 40$$

– Убрзање

$$a = 0,1 \div 0,3 = 0,2 \frac{m}{s^2}$$

$$t_1 = \frac{v_1}{a} = \frac{6,3}{60 \cdot 0,2} = 0,525 \text{ s} \quad (4.34)$$

– Степен корисности механизма за дизање терета

$$\eta = 0,8 \div 0,9 = 0,85$$

– Укупни момент отпора сведен на вратило електромотора

$$M'_{uk} = M'_{st} + M_{in}^{tr'} + M_{in}^{rot'} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i \cdot \eta} + \frac{m \cdot D_d^2 \cdot \omega_m}{4 \cdot i_k^2 \cdot t_1 \cdot \eta \cdot i^2} + 1,15 \cdot J \cdot \frac{\omega_m}{t_1}$$

$$= \frac{160 \cdot 0,45}{2 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 0,85} + \frac{160 \cdot (0,45)^2 \cdot 101,53}{4 \cdot 4 \cdot 0,525 \cdot 0,85 \cdot 40^2} + 1,15 \cdot 0,27 \cdot \frac{101,53}{0,525} = 60,86 \text{ kNm} \quad (4.35)$$

$$M_m = \psi \cdot \frac{P_n}{\omega_m} = 0,80 \cdot \frac{22}{101,53} = 173,35 \text{ kNm} \quad (4.36)$$

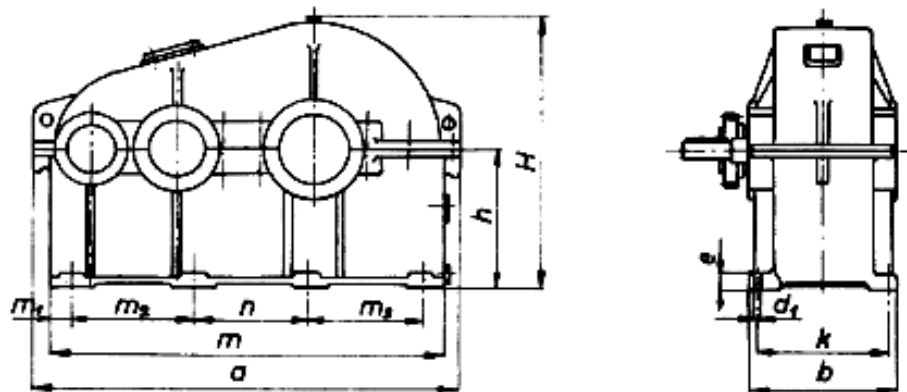
$$M'_{uk} = 60,86 \text{ kNm} \leq M_m = 173,35 \text{ kNm}$$

4.1.4 Редуктор

4.1.4.1 Избор редуктора

На основу снаге и броја обртаја електромотор, као и погонске класе дизалице изабран је хоризонтални редуктор фамилије Н2, величине 63 (из табеле 1.35) [11], чија је:

- $P_R=22,5 \text{ kW}$
- $i=40$
- $n_m=950 \text{ min}^{-1}$



Слика 4.13 Хоризонтални редуктор H2 [11]

4.1.4.2 Провера одступања брзине

- Стварни број обртаја добоша

$$n_d = \frac{n_{EM}}{i_{st}} = \frac{970}{40} = 24,25 \text{ min}^{-1} \quad (4.37)$$

- Стварна брзина дизања

$$v = \frac{\pi \cdot D_d \cdot n_d}{i_k} = \frac{\pi \cdot 0,45 \cdot 24,25}{2} = 17,14 \text{ m/min} \quad (4.38)$$

- Одступање брзине

$$W = \frac{(v-v_1)}{v_1} \cdot 100\% = \frac{17,14-6,3}{6,3} \cdot 100\% = 1.72 \% \quad (4.39)$$

4.1.5 Избор спојнице

- Номинални момент електромотора

$$M_n = \frac{P_n}{\omega_m} \cdot 10^3 = \frac{22}{101,53} \cdot 10^3 = 216,69 \text{ Nm} \quad (4.40)$$

На основу добијене вредности за номинални момент, усваја се еластична спојница називног пречника 250mm (табела 1.38) [11].

4.1.6 Кочница

Кочница се поставља на вратилу електромотора, јер је на том месту најмањи обртни момент. Њена основна улога код механизма за дизање терета јесте заустављање терета и његово задржавање на жељеној висини. Према трансформацији енергије кретања постоје електричне и механичке кочнице. Овде је, као саставни део механизма за дизање, усвојена кочница са

папучама, а то значи да се ради о механичким кочницама. Код дизалица се најчешће користе двопапучне кочнице и оне обично садрже електрохидраулични подизач [1].

4.1.6.1 Прорачун кочнице са две папуче

– Рачунски момент кочења се рачуна као:

$$M_k = v_k \cdot M'_{st(k)} = v_k \cdot \frac{Q \cdot D_d \cdot \eta}{2 \cdot i_k \cdot i_r} = v_k \cdot M'_{st} \cdot \eta_m^2 = 1,75 \cdot 216,69 \cdot 0,85^2 = 273,98 \text{ Nm} \quad (4.41)$$

v_k -степен сигурности из табеле 1.40,[11]

$M'_{st(k)}$ -момент статитчких отпора сведен на вратило ЕМ, за случај кочења

На основу израчунате вредности за M_k , из табеле 1.41, [11] усваја се кочница ознаке 266010, пречника 315mm.[11]

– За механичку кочницу са две кочне папуче потребна рачунска сила кочења је:

$$F_k = \frac{M_k}{i_k \cdot \mu_k \cdot D_k \cdot \eta_k} = \frac{273,98}{10,58 \cdot 0,5 \cdot 0,315 \cdot 0,925} = 177,751 \text{ N} \quad (4.42)$$

- M_k - рачунски момент кочења,
- $i_k = \frac{a \cdot c}{b \cdot d}$ преносни однос кочнице,
- D_k - пречник кочионог добоша,
- μ_k – коефицијент трења облоге папуче о кочиони добош,
- η_k – степен корисноти полужја кочнице ($\eta_k = (0,9 \div 0,95)$).

4.1.6.2 Избор хидрауличног подизача

На основу израчунате силе F_k , из табеле 1.42 усваја се подизач ЕВ С32, [11]:

Табела 2. Погонске вредности електрохидрауличног подизача [11]

Величина	Тип ЕВ	Номинални ход mm	Номинална поставна сила N	Номинална повратна сила у номиналној погонској тачки N	Номинална повратна сила – дозвољено одступање N
2	С32	50	500	330	60
Примање снаге kW	Примање струје А	Маса без уља kg	Маса уља kg	Време подешавања s	Време повратка s
0,2	0,4	11	2,5	0,5	0,65

4.1.6.3 Провера кочнице

– Стварна номинална сила на кочном добошу

$$F_N = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k = 177,751 \cdot 10,58 \cdot 0,925 = 1739,56 \text{ N} \quad (4.43)$$

– Стварни кочни момент

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k = 1739,56 \cdot 0,5 \cdot 0,315 = 273,98 \text{ Nm} \quad (4.44)$$

– Стварни степен сигурности

$$v_k = \frac{M_k}{M_{st} \cdot \eta^2} = \frac{273,98}{216,69 \cdot 0,85^2} = 1,75 \quad (4.45)$$

– Провера кочионих облога

Специфични притисак

$$p = \frac{F_N}{A_p} = \frac{1739,56}{173,18} = 10,045 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (4.46)$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_k \cdot \beta}{360} \cdot B = \frac{\pi \cdot 31,5 \cdot 70}{360} \cdot 9 = 173,18 \text{ cm}^2 \quad (4.47)$$

– Критична брзина на ободу кочног добоша:

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_m}{60} \cdot K = \frac{\pi \cdot 0,315 \cdot 970}{60} \cdot 1,15 = 18,398 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.48)$$

– Специфична снага кочења:

$$p \cdot v_k = 10,045 \cdot 18,398 = 184,81 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.49)$$

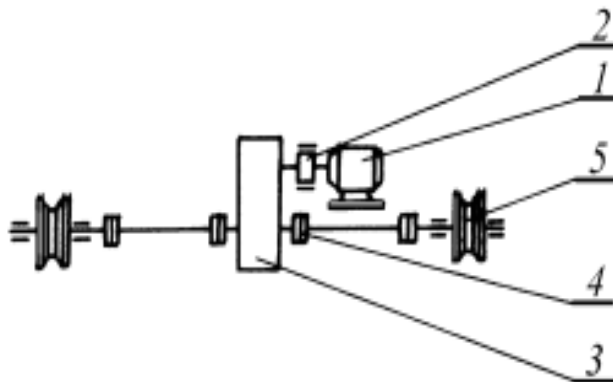
Пошто је дозвољена специфична снага кочења $250 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$, усвојена кочница је правилно изабрана.

4.2. Погон кретања колица

Под појмом колица подразумева се систем који се креће дуж главног носача дизалице, са механизмом за дизање терета као основном компонентом.

4.2.1 Концепција погона кретања колица

Усвојен је централни погон, приказан на слици 4.14 [11].



Слика 4.14 Погон дизаличних колица[1]

4.2.2 Основне мере дизаличних колица

Основне мере које се могу усвојити из табеле 2.1 [11] за носивост од 160 kN

- тежина колица $G_k = 50 \text{ kN}$
- растојање оса точкова $a = 2 \text{ m}$
- распон (траг) точкова $b = 1,7 \text{ m}$

4.2.3 Прорачун и избор точка

Точкови мосних дизалица могу бити разних облика и конструкција. Прорачун точка се заснива на међусобној зависности између носивости точка, пречника и материјала точка, облика шине и погонске класе дизалице. На основу еквивалентног оптерећења точка, из табеле 2.2, [11] врши се избор пречника точка и шине, па се добијене величине рачунски проверавају и врше евентуалне корекције [1].

4.2.3.1 Конструктивна решења

Точкови се могу поделити: према функцији на погонске и слободне; према ширини водећег венца на узане и широке; према врсти лежаја могу бити са котрљајним и са клизним лежајима; према профилу површине постоје точкови са једним водећим венцем, точкови са цилиндричном, коничном или сферном површином.

Постоји и подела према вези са осовином или вратилом, ту спадају точкови који се крећу око непокретне осовине и точкови који се окрећу заједно са осовином или вратилом [1].

4.2.3.2 Одређивање пречника точка

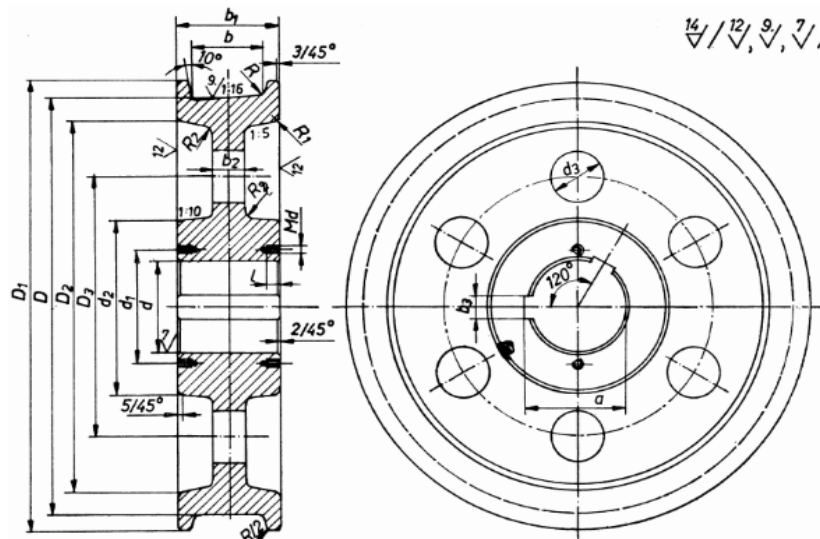
- Еквивалентна сила при прорачуну дизаличних колица са четири точка је:

$$F_{ekv} = \frac{Q+G_k}{4} = \frac{160+50}{4} = 52,5 \text{ kN} \quad (4.50)$$

- Пречник точка са равном површином главе шине:

$$D \geq \frac{F_{ekv}}{p_{dr} \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot (b-2 \cdot r)} = \frac{52500}{7,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (45-2 \cdot 4)} = 189,189 \text{ mm} \quad (4.51)$$

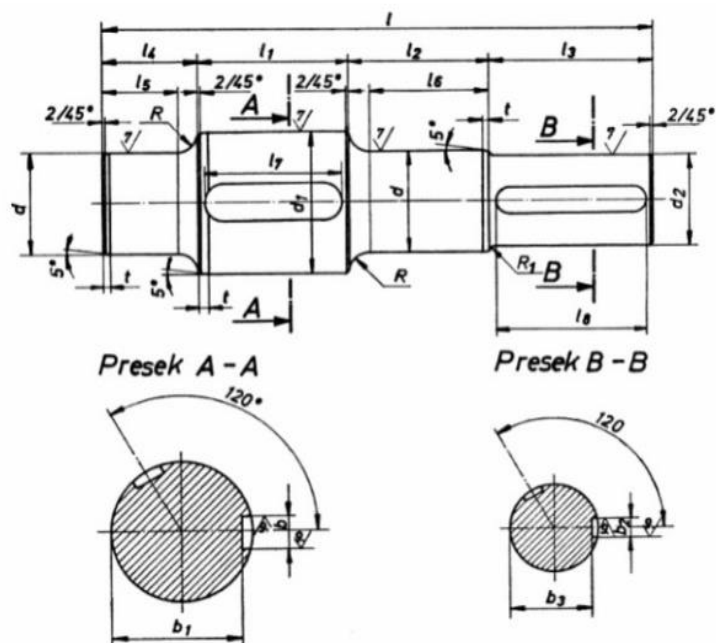
Усваја се пречник точка из табеле 2.2 [11]: $D_t = 200 \text{ mm}$



Слика 4.15 .Погонски точак [11]

Табела 3. Димензије точка [11]

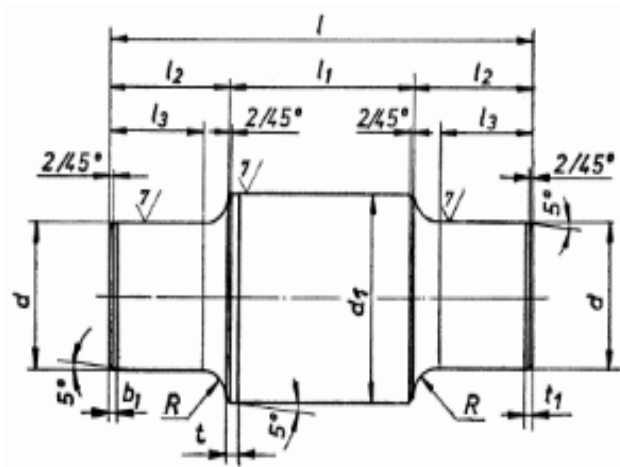
Ознака	D(mm)	D ₁ (mm)	D ₂ (mm)	d(mm)	d ₁ (mm)	d ₂ (mm)	a(mm)	b(mm)
Величина	200	230	160	60	85	110	64,3	60
Ознака	b ₁ (mm)	b ₂ (mm)	b ₃ (mm)	L (mm)	R (mm)	R ₁ (mm)	R ₂ (mm)	Md (mm)
Величина	90	40	18	18	5	12	10	6



Слика 4.16 Вратила за погонске точкове [11]

Табела 4. Мере вратила за погонске точкове [11]

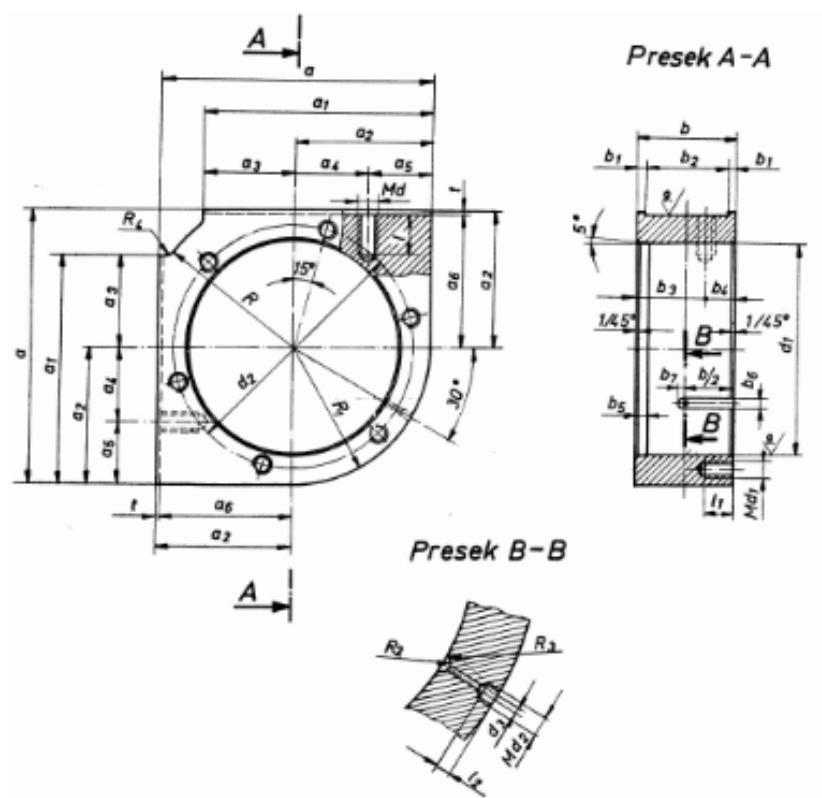
Ознака	D (mm)	D (mm)	d ₁ (mm)	d ₂ (mm)	L (mm)	l ₁ (mm)	l ₂ (mm)	l ₃ (mm)	l ₄ (mm)	l ₅ (mm)
Величина	200	50	60	40	305	90	90	60	65	55
Ознака	l ₆ (mm)	l ₇ (mm)	l ₈ (mm)	R (mm)	R ₁ (mm)	B (mm)	b ₁ (mm)	b ₂ (mm)	b ₃ (mm)	t (m)
Величина	80	80	50	16	2	18	53,2	12	35,1	5



Слика 4.17 Осовина за слободне точкове [11]

Табела 5. Мере осовине за слободне точкове [11]

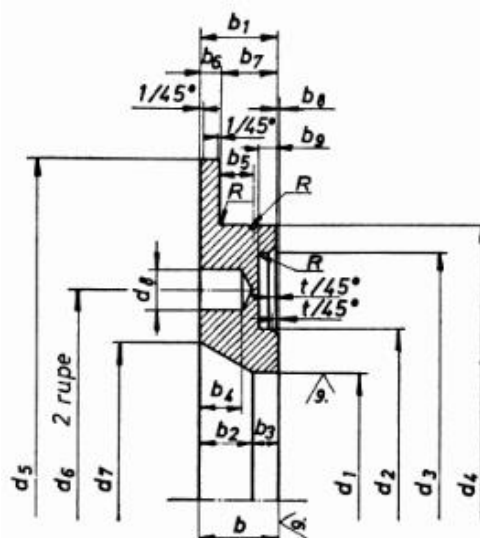
Ознака	D (mm)	D (mm)	d ₁ (mm)	L (mm)	l ₁ (mm)	l ₂ (mm)	l ₃ (mm)	R (mm)	T (mm)	t ₁ (mm)	Маса (Kg)
Величина	200	50	60	220	90	65	55	16	5	5	4



Слика 4.18 Кућиште лежаја за точкове [11]

Табела 6. Мере кућишта лежаја за точкове [11]

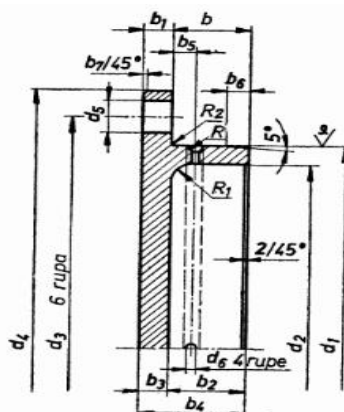
Ознака	D	d ₁	d ₂	d ₃	Md	Md ₁	Md ₂	a
Величина	200	110	130	3	16	8	10	160
Ознака	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅	a ₆	T	l
Величина	120	80	40	50	30	77	3	30
Ознака	l ₁	l ₂	B	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅
Величина	15	6	60	8	44	40	20	2
Ознака	b ₆	b ₇	R	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	Маса (kg)
Величина	6	5	85	80	3	1	6	10



Слика 4.19 Одстојни прстенови за точкове [11]

Табела 7. Мере одстојања прстенова за точкове [11]

Ознака	D	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	B	b_1
Величина	200	50	65	100	108	130	85	60	11	20	18
Ознака	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8	b_9	t	R	Маса(kg)
Величина	14	6	10	6	10	8	2	4	1	1	1



Слика 4.20 Поклопци за точкове [11]

Табела 8. Мере поклопаца за точкове [11]

Ознака	D	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	B	b_1	b_2
Величина	200	110	95	130	150	9	3	12	8	10
Ознака	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	R	R_1	R_2	Маса (kg)	
Величина	10	20	4	3	2	2	6	1	1,3	

4.2.4 Шина

Дизалична колица се крећу по мосту рамне дизалице, где су завртњевима или заваривањем причвршћене шине. Изабрана је шина ширине 40 mm чија димензија одговара највећој дозвољеној газећој површини усвојеног точка.[11]

4.2.5 Отпори кретању колица

4.2.5.1 Статички отпори (отпори при устаљеном кретању)

$$F_{st} = (Q + G_k) \cdot \frac{2 \cdot f + \mu \cdot d}{D} \cdot \beta = (160 + 50) \cdot \frac{2 \cdot 0,3 + 0,01 \cdot 40}{200} \cdot 3,25 = 3,4125 \text{ kN} \quad (4.52)$$

4.2.5.2 Отпор услед инерције

$$F_{in} = (m + m_k) \cdot \frac{v_2}{t_2} = (16000 + 5000) \cdot 0,5 = 10,5 \text{ kN} \quad (4.53)$$

4.2.6 Избор електромотора

4.2.6.1 Меродавна снага и остали параметри за избор мотора

Средња вредност фактора преоптерећења електромотора: $\psi_{SR} = 1,85$

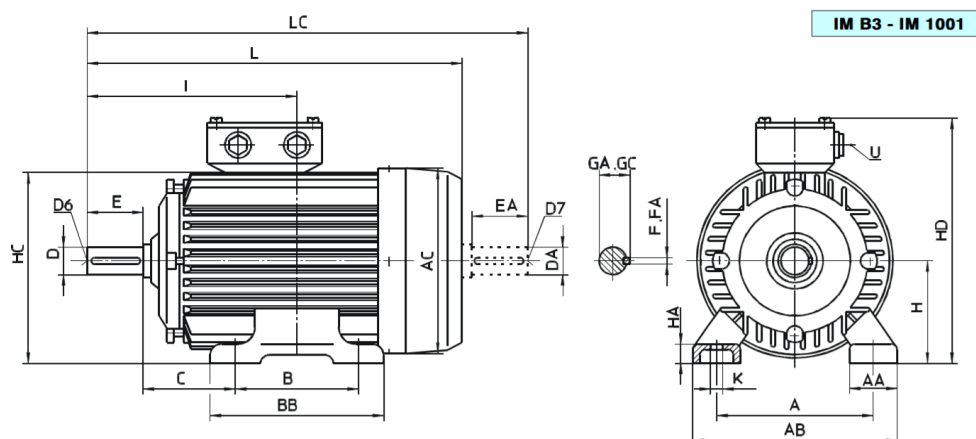
$$P_{ST} = \frac{F_{ST} \cdot v_2}{60 \cdot \eta} = \frac{3,4125 \cdot 25}{60 \cdot 0,875} = 1,625 \text{ kW} \quad (4.54)$$

$$P_{IN} = \frac{F_{IN} \cdot v_2}{60 \cdot \eta} = \frac{10,5 \cdot 25}{60 \cdot 0,875} = 5 \text{ kW} \quad (4.55)$$

$$P_{SR} = \frac{P_{ST} + P_{IN}}{\psi_{SR}} = \frac{1,625 + 5}{1,85} = 3,58 \text{ kW} \quad (4.56)$$

Усваја се електромотор од произвођача "Север,, из Суботице, ознаке 1.ZK 132 М-6 . [12]

- Номинална снага – $P_n = 5,5 \text{ kW}$
- Број обртаја – $n = 950 \text{ min}^{-1}$
- Фактор преоптерећења – $\psi = 0,77$
- Момент инерције мотора – $J = 0,028 \text{ kgm}^2$
- Маса ЕМ – $m_{em} = 68 \text{ kg}$
- димензије – табела 9 [15]
- ED% - 83%



Слика 4.21 Шема електромотора 1.ZK 132 M-6 [12]

Табела 9. Димензије електромотора [12]

A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	D	DA	D6	D7
216	55	271	247	190	178	50	218	89	38	38	M12	M12
E	EA	F	FA	GA	GC	H	HD	I	K	L	LC	U
80	80	10	10	41	41	132	291	258	12	479	567	AU 21

4.2.6.2 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета

$$\begin{aligned}
 M'_{uk} &= M'_{st} + M'_{in}^{tr} + M'_{in}^{rot} \\
 &= \frac{(Q + G_k) \cdot (\mu d + 2f) \cdot \beta}{2 \cdot i \cdot \eta} + \frac{(m + m_k) \cdot D^2 \cdot \omega_m}{4 \cdot t_2 \cdot \eta \cdot i^2} + (1,1 \div 1,2) \cdot J \cdot \frac{\omega_m}{t_1} \\
 &= \frac{(160000 + 50000) \cdot (0,02 \cdot 0,045 + 2 \cdot 0,0003) \cdot 3,25}{2 \cdot 50 \cdot 0,875} + \frac{(16000 + 5000) \cdot 0,2^2 \cdot 99,48}{4 \cdot 2,083 \cdot 0,875 \cdot 50^2} + 1,15 \\
 &\quad \cdot 0,028 \cdot \frac{99,48}{0,525} = 21,40 \text{ kNm}
 \end{aligned} \tag{4.57}$$

$M'_{uk} \leq M_m$, па следи да је:

$$M_m = \Psi \cdot \frac{P_n}{\omega_m} = 0,77 \cdot \frac{5500}{99,48} = 42,57 \text{ Nm} \tag{4.58}$$

одакле се види да је задовољена релација $M'_{uk} \leq M_m$.

4.2.7 Провера погона на проклизавање

$$F_{ath} > F_{uk}$$

$$F_{ath} = F_1 \cdot \mu_1$$

$$F_{uk} = F_{in} + F_{st}$$

$$F_{ath} = F_1 \cdot \mu_1 = \frac{Q+G_k}{2} \cdot \mu_1 = \frac{160+50}{2} \cdot 0,14 = 14,7 \text{ kN} \quad (4.59)$$

$$F_{uk} = F_{in} + F_{st} = 10,5 + 3,4125 = 13,9125 \text{ kN} \quad (4.60)$$

Дакле, услов $F_{ath} > F_{uk}$ је задовољен.

4.2.8 Редуктор

$$i_r = \frac{n_m}{n_{tk}} = \frac{950}{39,48} = 24,06 \quad (4.61)$$

$$n_{tk} = \frac{v_2}{\pi \cdot D_{tk}} = \frac{25}{\pi \cdot 0,2} = 39,48 \text{ min}^{-1} \quad (4.62)$$

Из табеле 1.35 [11] изабран је редуктор фамилије Н2 и величине 32 VIII [11].

$$n_m = 950 \text{ min}^{-1} \quad \text{и} \quad i = 25$$

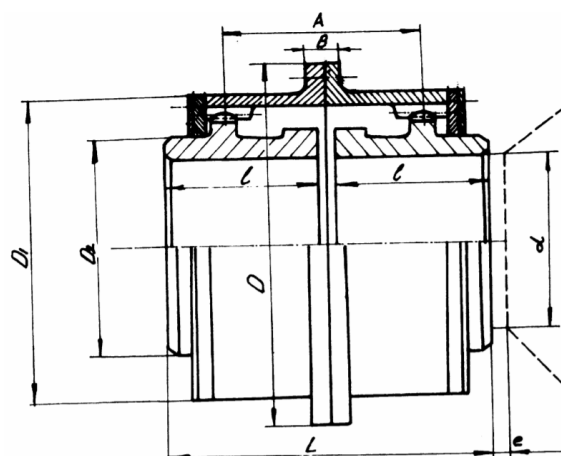
4.2.9 Спојнице

4.2.9.1 Избор зупчасте спојнице

$$M_{zs} = \frac{M_w}{2} \cdot k = \frac{1,39125}{2} \cdot 1,2 = 0,83475 \text{ kNm} \quad (4.63)$$

$$M_w = (F_{st} + F_{in}) \cdot \frac{D}{2} = 13,9125 \cdot \frac{0,2}{2} = 1,3925 \text{ kNm} \quad (4.64)$$

Сада се на основу M_{zs} из табеле 2.20 усваја спојница [11]:



Слика 4.22 Двострука зупчаста спојница [11]

Табела 10. Основни подаци за зупчасту спојницу [11]

d	d _k	B	D	D ₁	D ₂	L	L	e	M[Nm]	n _{kr} [min ⁻¹]	G[N]	GD ² [Nm ²]
50	55	34	185	125	70	70	145	12	1400	5000	143	2,1

4.2.10 Кочница

4.2.10.1 Прорачун кочнице са две папуче

$$\begin{aligned}
 M_k &= M'_{in(k)}^{tr} + M'_{in}^r - M'_{st(k)} \\
 &= \frac{(m + m_k) \cdot D^2 \cdot \omega_m \cdot \eta}{4 \cdot t_2 \cdot i^2} + (1,1 \div 1,2) \cdot J \cdot \frac{\omega_m}{t_1} - \frac{(Q + G_k) \cdot (\mu d + 2f)}{2 \cdot i \cdot \eta} \\
 &= \frac{(16000 + 5000) \cdot 0,2^2 \cdot 99,48 \cdot 0,875}{4 \cdot 2,083 \cdot 25^2} + 1,15 \cdot 0,028 \cdot \frac{99,48}{0,525} \\
 &\quad - \frac{(160000 + 50000) \cdot (0,02 \cdot 0,045 + 2 \cdot 0,0003)}{2 \cdot 25 \cdot 0,875} = 12,94 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Дакле, $M_k = 12,94 \text{ Nm}$ (4.65)

На основу израчунате вредности M_k , из табеле 1.41, [11] усваја се кочница ознаке 266007 [11].

– Рачунска сила кочења је: $i_k = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = 9,5$

$$F_k = \frac{M_k}{i_k \cdot \mu_k \cdot D_k \cdot \eta_k} = \frac{12,94}{9,5 \cdot 0,4 \cdot 0,16 \cdot 0,925} = 23,01 \text{ N} \quad (4.66)$$

4.2.10.2 Избор хидрауличног подизача

На основу израчунате силе F_k , из табеле 1.42 усваја се подизач ЕВ С12, [11]:

Табела 11. Погонске вредности електрохидрауличног подизача [11]

Величина	Тип ЕВ	Номинални ход mm	Номинална поставна сила N	Номинална повратна сила у номиналној погонској тачки N	Номинална повратна сила – дозвољено одступање N	Примање снаге kW	Примање струје A	Маса без уља kg	Маса уља kg	Време подешавања S	Време повратка s
1	С12	50	200	130	25	0,15	0,35	8,5	2,2	0,45	0,5

4.2.10.3 Провера кочнице

– Стварна нормална сила на кочионом добошу:

$$F_N = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k = 23,01 \cdot 9,5 \cdot 0,925 = 202,20 \text{ N} \quad (4.67)$$

– Стварни кочиони момент:

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k = 202,20 \cdot 0,4 \cdot 0,16 = 12,94 \text{ Nm} \quad (4.68)$$

– Стварни степен сигурности

$$v_k = \frac{M_k}{M_{st} \cdot \eta^2} = \frac{12,94}{42,57 \cdot 0,875^2} = 0,40 \quad (4.69)$$

– Провера кочионих облога

Специфични притисак

$$p = \frac{F_N}{A_p} = \frac{202,20}{53,73} = 3,76 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (4.70)$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_k \cdot \beta}{360} \cdot B = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 70}{360} \cdot 5,5 = 53,73 \text{ cm}^2 \quad (4.71)$$

– Критична брзина на ободу кочионог добоша:

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_m}{60} \cdot K = \frac{\pi \cdot 0,16 \cdot 950}{60} \cdot 1,15 = 9,15 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.72)$$

– Специфична снага кочења:

$$p \cdot v_k = 3,76 \cdot 9,15 = 34,404 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.73)$$

Пошто је дозвољена специфична снага кочења $500 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$, кочница је правилно изабрана [11].

4.3. Технички опис са упутством за одржавање

Предвиђено је да рамна дизалица чији су механизми посматрани у оквиру овог завршног рада, функционисаће у средњим условима рада и у затвореном простору. У питању је двогредна дизалица, решеткасте конструкције која има носивост од 16 t, распон 28 m, висину дизања 14 m, брзина дизања 6,3 m/min, брзина кретање колица 25 m/min.

Електромотор за дизање терета има снагу од 22 kW ознаке 1.ZK 200 L-6, док електромотор за покретање колица има снагу од 5,5 kW чија је ознака 1.ZK 132 M-6.

Оба редуктора су из фамилије H2, величина 63 и 32 који се користе за механизме за дизање и кретање. Ознака кочница са две папуче је 266010 и 266007. Хидраулични подизачи су EB C32 и EB C12.

Машинске делове, склопове рамне дизалице треба проверавати на дневном, недељном, месечном, и годишњем нивоу у зависности од њихове врсте, сврхе, века трајања, квалитета, и других битних фактора који утичу на сам рад, поузданост и сигурност рамне дизалице.

Генерални преглед треба вршити на сваке 3 године, а у случају да дође до неког ванредног квара треба га у најкраћем року пронаћи и отклонити.

5. Закључак

У уводном делу рада истакнут је значај дизалица као средстава прекидног транспорта. Описана је њихова улога током транспорта терета, наведене главне поделе, принципи рада и области примене. Такође, приказан је кратак осврт на историјски развој карактеристичних група дизалица. У наставку, извршена је класификација и описане су главне карактеристике радних механизма рамних дизалица.

У оквиру посебног поглавља за дефинисан полазне податке извршен је избор и прорачун елемената механизма за дизање терета и елемената механизма за кретање колица. Усвојена је двогредна рамна дизалица која ради у затвореном простору. На крају је дат кратак технички опис усвојеног решења уз упутство за одржавање.

На основу свих наведених података који се односе на конкретну рамну дизалицу али генерално и за друге врсте дизалица, може се закључити да постоји константна тежња ка даљим усавршавањима радних механизма где је то могуће извршити. Прва рамна дизалица је настала 1843 године. Временом је побољшавана и тиме се постигло њено разноврсно коришћење, нарочито у градилиштима, железарама, лукама, дрвној индустрији, и бројним другим индустријским постројењима.

Без постојања рамне дизалице или других карактеристичних врста дизалица, живот људи би био отежан. То би довело до немогућности извршења већине послова што би изазвало озбиљне проблеме и потешкоће даљег развоја транспорта разних врста терета, посебно када је реч о транспорту терета у индустрији, бродоградилишту, грађевинарству. Носећа конструкција рамних дизалица је израђена од челика и може бити решеткастог, пуног или комбинованог профила. Тежња је да се смањи њена сопствена маса како би се остварили већи распони и препусти при претовару терета уз остварење што веће носивости дизалице. Усавршавају се и радни и пратећи радни механизми који се користе у процесу дизања терета, кретања колица и саме дизалице. На тај начин и намена дизалица постаје разноврснија. Уједно уочава се и степен важности појединих саставних елемената поменутих механизма који функционишу у оквиру јединственог система какав је дизалични транспорт терета. Такође, рамне дизалице могу да се крећу по шинама али и да буду мобилне уз помоћ пнеуматика и гусеница.

У новије време увођењем одређеног степена аутоматизације рада остварен је значајно већи радни учинак рамних дизалица, што је врло значајно у транспортним процесима где оне постају нека врста претоварних мостова, посебно у лучкким терминалима.

На основу извршеног прорачуна који се заснива на раду конкретне рамне дизалице изабрани су и усвојени елементи механизма за дизање и кретање: уже, кука, котурача, добош, електромотор, преносни механизам, и др. Сви они су прорачунати у складу са стандардима и усвојени из каталога произвођача. При томе извршене су све потребне провере како би се остварио нормалан и безбедан рад рамне дизалице.

У току њеног радног века треба вршити и одређене редовне и контролне прегледе.

6. Литература

- [1] Н. Милорадовић, Презентације предавања, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, школска 2017/2018 година.
- [2] Д. Острић, С. Тошић, Дизалице, Машински факултет, Центар за механизацију, Београд, 2005.
- [3] М. Видовић, Основе механизације претовара, Презентације предавања, https://nastava.sf.bg.ac.rs/pluginfile.php/5384/mod_resource/content/0/Dizalice.pdf, приступљено 08.06.2018.
- [4] Дизалице, Презентације предавања, Техничка школа, Пирот, 2011., <https://www.tsp.edu.rs/download/category/60-teret-u-saobracaju-i-mehanizacija-pretovara?download=372:dizalice>, приступљено 08.06.2018.
- [5] В. Гашић, Динамичка интеракција носеће структуре и колица порталних дизалица високих перформанси, докторска дисертација, Универзитет у Београду, Машински факултет, Београд, 2012. <https://fedorabg.bg.ac.rs/fedora/get/o:6352/bdef:Content/download>, приступљено 08.06.2018.
- [6] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Дизалице, основе, Градина, Ниш, 1994.
- [7] Clarke Technology Co., Ltd, <http://www.ba.clarkecranes.com/uploads/201715145/bs-mobile-gantry-crane46075591019.jpg>, приступљено 14.08.2018.
- [8] Sinoko Cranes, <http://fj.bridgecranemanufacturer.com/uploads/201714733/small/mw5-standard-series-circular-lifting-magnet39165246708.jpg>, приступљено 14.08.2018.
- [9] Balkan hidraulik, <http://www.balkanhidraulik.rs/images/2017/03/20/lucka-kasika-sajla-utovar-brodova.jpg>, приступљено 03.09.2018.
- [10] Mascus Co., <http://www.mascus.com/images/productimages/74a7a092/6e693839.jpg>, приступљено 03.09.2018.
- [11] Н. Милорадовић, Основи транспортних машина, Приручник за израду пројектног задатка, Презентација, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, школска 2017/2018 година.
- [12] "Север,, Суботица, Електромотори - каталог, http://emp.etf.rs/radovi/Pomocna_literatura/sever.pdf, приступљено 08.06.2018.
- [13] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.
- [14] Д. Острић, Дизалице, Машински факултет, Београд, 1992.
- [15] М. Георгијевић, Претовар контејнера, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2003.