

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Петар Миленковић

Портално обртне дизалице са стрелом
завршни рад

Крагујевац, 2020.



Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Дизалице

Број индекса: 52/2016

Петар Миленковић

Портално обртне дизалице са стрелом

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **др Ненад Милорадовић, ванр. проф. - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене портално обртних дизалица са стрелом при транспорту терета.
- Прикаже кратак осврт на историјски развој ових дизалица.
- Наведе и опише одговарајуће саставне механизме дизалица и истакне њихове главне карактеристике и метод прорачуна.
- За изабрани тип дизалице и за дефинисану носивост и висину дизања терета уради конкретан рачунски пример.

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, 22.04.2020.

Ментор:

др Ненад Милорадовић, ванр. проф.

Садржај

1.	Увод.....	1
2.	Историјски осврт.....	2
3.	Основни механизми портално обртних дизалица	5
3.1	Портал	10
3.1.1	Општи прорачун механизма за кретање	11
3.2	Механизми за обртање	13
3.2.1	Прорачун погона механизма за обртање	14
3.3	Кабина за управљање дизалицом	18
3.4	Кабина за погонске механизме	19
3.5	Стуб	19
3.6	Стрела.....	19
3.7	Уређаји за захватање или вешање терета	20
3.8	Покретни и непокретни контратег	21
4.	Прорачун дизаличних механизма.....	22
5.	Закључак	29
6.	Литература.....	30

Резиме

У оквиру овог рада описане су портално обртне дизалице са стрелом. Дат је историјски осврт на развој ових дизалица и наведени су саставни механизми дизалица. Описане су њихове главне карактеристике и истакнут метод прорачуна погонских механизма. За познате полазне податке, спроведен је прорачун снаге погонских електромотора.

Кључне речи: лучка дизалице, стрела, портал, носивост дизалице

Abstract

This paper describes gantry cranes with booms. A historical perspective on the development of such cranes is given, along with integral crane mechanisms. Their main characteristics are outlined as well as a calculation method for the driving mechanisms. A computation of the driving power of electric motors for the known initial data is provided.

Key words: port crane, boom, portal frame, crane load capacity

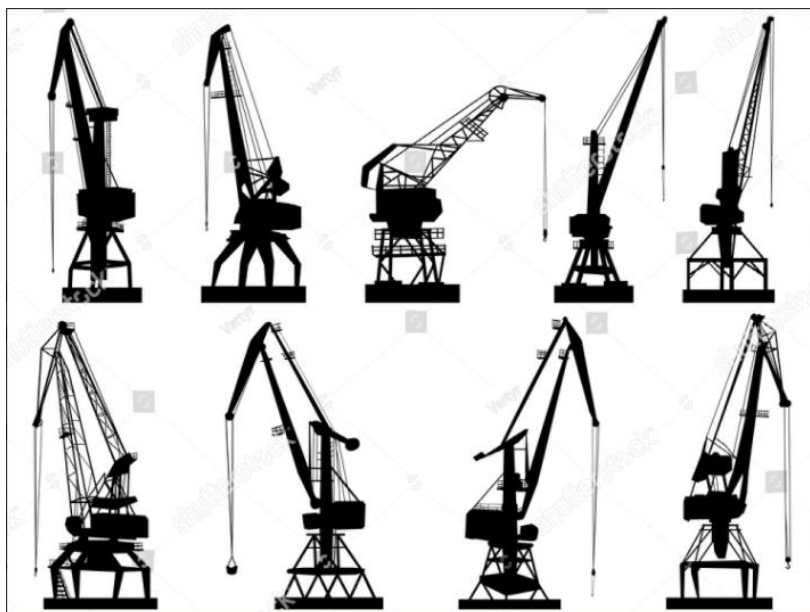
1. Увод

Дизалице спадају у групу машина са периодичним радом, самим тим, транспорт терета обављају у јасним интервалима. Под интервалима подразумевамо да дизалице премештају робу део по део и на тај начин стварају пун и празни ход. Пуним ходом називамо интервал током којег дизалица помера терет, док је празан ход период повратка саставне машинерије у почетни положај [1].

Дизалице представљају средства са цикличним дејством која су намењена транспорту (претовару) расуте и комадне робе у оквиру ограниченог радног простора, који је одређен конструктивним карактеристикама дизалице. При раду дизалица у реализацији транспортног процеса доминантне су операције подизања и спуштања терета.

Поред тога што дизалице имају убедљиво широку примену постоји и позамашан спектар класификације. Ако посматрамо аспект реализације логистичких процеса, морамо споменути мосне, рамне и лучке (порталне), које су уједно и најбитније за ову класификацију.

Порталне дизалице називамо оним које се састоје од стреле везане за портал и које имају способност обртања за 360° око вертикалне осе [1]. Саме лучке дизалице се разликују по томе што имају уникатну примену. Оне су се показале као најефикасније по питању претовара комадне и расуте робе у речним и поморским лукама. Лучке дизалице се разликују по нијансама о којима ће бити речи у даљем тексту [2]. Нека од уобичајених решења су приказана на слици 1.1.



Слика 1.1 Општи изглед обртних дизалица

2. Историјски осврт

Судећи по многобројним археолошким открићењима која сведоче о развијању технологије и механике, имамо увид у безброј машинских конструкција које су коришћене од стране наших предака. Извори о људској употреби и конструкцији својеврсних дизалица датирају чак из древних цивилизација. Тачније, реч је о примитивнијим решењима за преношење терета у сврхе изградње. Као што је у људској природи, ове механизме су постепено и по потреби унапређивали, било то у сврхе грађевине и транспорта или и у сврхе рударства и сл.

Примера ради, интересантно је решење које се примењивало у старој Грчкој. Наиме, они су усавршили својеврсне дизалице које су се кретале захваљујући катури. Грци их нису користили како би обављали транспорт на веће даљине већ како би ефикасније окретали дизалицу у разним смеровима. Ова машинска конструкција се толико вредновала да је ушла и у записе Аристотела и његових ученика [3].



Слика 2.1 Грчки тип дизалице са катуром [4]

Портално обртне дизалице са стрелом односно лучке дизалице се, међутим, користе најраније у 13. веку, док у Енглеској прва употреба лучке дизалице датира из 14. века. Према подацима из поменутог времена, ове дизалице су биле погодне за изградњу високих готских катедра, а такође су представљале и знатно јефтинију опцију у поређењу са ондашњом технологијом која је такође била у оптицају [4].

Мада развој лучких дизалица није стагнирао, подаци не сведоче о значајном развоју од древних времена. То се дало променити 1959. године, када је са радом почела прва експресна лучка дизалица за пренос терета. Између осталог, ова дизалица је дизајнирана да послује са што мањом људском радном снагом и да подиже терет до 25 тона. Главни адут ове дизалице је била чињеница да је скратила време утовара и истовара са три недеље на 18 сати, велики корак за ондашње механизме и технологију [5].



Слика 2.2 *Дизалица из 1959. године [6]*

Портално обртне дизалице су најефикаснији и најпогоднији метод утовара и истовара како са теретних бродова, тако и вагона и било каквих носиоца терета. Представљају један од најкориснијих изума логистике транспорта робе и у датом тренутку су у том погледу непревазиђене. Зато што представљају битну компоненту машинерије у лукама постоји велики број произвођача модерних портално обртних односно лучких дизалица.

Такође вреди споменути и неке од водећих произвођача модерних лучких дизалица. На једном од првих места налази се компанија Libher чији модели лучких дизалица могу да подигну терет до 208 тона. У поређењу са податком из 1959. године, када је најсавременија дизалица по ондашњим стандардима максимално дизала само 25 тона, ово представља велики корак за машинско инжењерство. Поред горе споменутог, ова компанија ставља акценат и на економичност и темељну контролу квалитета, што је и чини главним произвођачем грађевинских машина.



Слика 2.3 Libher лучка дизалица

Затим, компанија Konecranes је позната као једна од водећих произвођача портално обртних дизалица са превасходном употребом у лукама и на бродовима. Компанија је у току са најновијом технологијом и произвођачи су једне од најмодернијих дизалица до сада - Golijat дизалица. Ова дизалица није обртна, већ само портална, али и даље представља једну од најмодернијих дизалица данашњице.



Слика 2.4 Golijat дизалица

Може се закључити да су портално обртне дизалице са стрелом од пресудног значаја за индустријски транспорт. Превасходно заузимају мали простор док врше транспорт у оквиру великог пречника, али такође захтевају минималну људску интервенцију. Широки спектар употребе довео је и до многих варијација у дизајну, тако да су ове дизалице лако прилагодљиве, што је и један од њихових главних адута.

3. Основни механизми портално обртних дизалица

Портално-обртне дизалице спадају у значајније дизаличне машине и представљају једно од најкоришћенијих средстава претоварне механизације. Оне су веома значајне са аспекта реализације логистичких процеса. Основна намена им је обављање транспорта на отвореном простору. Базична конфигурација носеће конструкције (портала) у вертикалној равни има облик "П" рама.

Најпознатији светски произвођачи порталних дизалица су Konecranes, Liebherr, Mohr, PTO, Drackar, Jindou Machinery и др.



а) *Rubber-Tired портална дизалица*



б) *Gottwald портална дизалица*

Слика 3.1 Konecranes порталне дизалице [7]

Основни технички подаци који се односе на портално обртне дизалице су:

- носивост,
- главне мере дизалице (распон између ногу, висина дизања и дохват).

Као што је наведено у претходним поглављима, дизалице имају функцију претоварног средства код морских и речних пристаништа, мада су подједнако корисне и за железнички и друмски саобраћај. Дизалице са стрелом која је везана за портал и има могућност обртања за 360° око централне хоризонталне осе називају се порталним дизалицама [8].

У групи дизалица са стрелом, портална дизалица има одређене предности као што су: велики дохват стреле, велика носивост, велике брзине дизања и спуштања терета, итд.

Технички подаци порталне дизалице који су битни за дефинисање циклуса операција (брзине радних кретања) су:

- брзина кретања портала,
- брзина промене угла стреле (дохвата),
- брзина дизања.

У табели 3.1 наведене су препоручене брзине радних кретања порталних дизалица.

Табела 3.1 Препоручене брзине

Брзина радног кретања	Вредност
Брзина кретања портала, v_{por} [m/min]	20...25
Брзина промене угла стреле, v_{st} [m/min]	40...90
Брзина дизања за рад са куком, v_d [m/min]	40...63
Брзина дизања за рад са грабилицом, v_d [m/min]	40...80
Број обртаја платформе, n_p [o/min]	1...2

Средњи часовни капацитет дизалице K_{Σ} износи:

$$K_{\Sigma} = Q_n \cdot n \cdot K_t \cdot K_i, \quad (3.1)$$

где су:

- Q_n - корисна носивост;
- n - број циклуса на сат при непрекидном раду;
- K_t - коефицијент испуњења полазне носивости;
- K_i - коефицијент искоришћавања дизалице при раду (0,7÷0,8);
- $Q_n = Q$ – за дизалице са куком;
- $Q_n = (0,4 \div 0,6)Q$ – за грајферне дизалице;
- $Q_n = (0,7 \div 0,85)Q$ – за дизалице са куком при раду са посудама.

$$n = \frac{3600}{T}, \quad (3.2)$$

$$T[s] = \varepsilon \sum_i^n t_i, \quad (3.3)$$

$$t_i = \frac{s_i}{v_i} + 0,5 (t_u + t_k), \quad (3.4)$$

Где су:

- T – средње трајање циклуса;
- s_i – средња величина пута;
- v_i – брзина устаљеног кретања;
- t_u – време убрзања;
- t_k – време кочења;
- l – број радних дана у години;
- m – број радних часова у дану.

Табела 3.2 Капацитет лучких дизалица [8]

Тип дизалице	K_t	K_j	ε	l	m	n
Лучке дизалице	0,6	0,4 ÷ 0,6	0,6 ÷ 0,7	100 ÷ 300	14 ÷ 21	12 ÷ 13
Монтажне дизалице	0,2 ÷ 0,5	0,3 ÷ 0,4	0,9 ÷ 1	300	14	

У доступној литератури постоји више начина на који се може извршити класификација порталних дизалица.

Према начину кретања постоје:

- шинске (слика 3.2 а),
- са пнеуматичима (слика 3.2 б),
- са гусеницама (слика 3.2 в).



а)



б)



в)

Слика 3.2 Порталне дизалице у зависности од начина кретања
а) шинска, б) са пнеуматичима, в) са гусеницама

Шинске порталне дизалице су класичне порталне дизалице, код којих се цела дизалица креће по шинама, што значи да је предвиђена за транспорт терета на унапред одређеном простору. Ове порталне дизалице имају највећи капацитет.

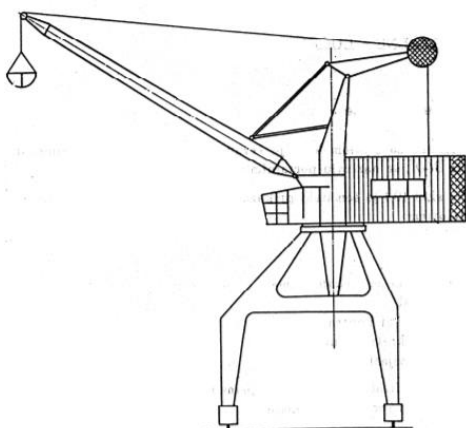
Порталне дизалице са пнеуматичима су мобилне порталне дизалице, чије се кретање остварује преко пнеуматика. Ове дизалице се мање користе од шинских дизалица. Мањих су габарита и имају могућности попречног кретања у складишном простору заокретањем пнеуматика.

Порталне дизалице са гусеницама су мобилне порталне дизалице, чије се кретање остварује преко гусеница. И ове дизалице се мање користе од шинских дизалица. Ове дизалице имају већу мобилност током транспорта у односу на шинске дизалице, али имају мању мобилност у односу на дизалице са пнеуматичима.

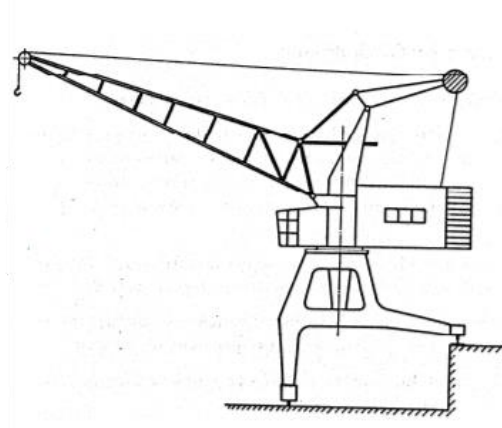
Према начину ослањања портала изводе се као:

- порталне (слика 3.3 а),
- полупорталне (слика 3.3 б).

Портално обртне дизалице са стрелом



а) порталне



б) полупорталне

Слика 3.3 Порталне дизалице у зависности од начина ослањања портала

Порталне дизалице се са обе стране ослањају на шину постављену на фундамент или директно на фундамент.

Полупорталне дизалице су дизалице код којих се једна страна ослања на шину постављену на фундамент или директно на фундамент, док се друга страна ослања на шину постављену на надвожњаку или је дизалична стаза подигнута на стубовима, односно на носачима у зиду грађевинског објекта.

Према решењу ослоначко – обртног постројења:

- на обртном стубу (слика 3.4 а),
- на неокретном стубу (слика 3.4 б).

Портална дизалица на обртном стубу представља дизалицу код које обртни стуб представља заједнички део са обртним делом дизалице. Портална дизалица на неокретном стубу има карактеристику да неокретни стуб представља продужетак носеће конструкције односно портала око кога се обрће обртни део дизалице.



а)



б)

Слика 3.4 Порталне дизалице у зависности од ослоначко – обртног постројења

Портално обртне дизалице са стрелом

а) на обртном стубу, б) на неокретном стубу

Према начину извођења носеће конструкције:

- са пуним носачима,
- са решеткастим носачима (слика 3.5 а),
- са комбинованим носачима (слика 3.5 б).



а)



б)

Слика 3.5 Порталне дизалице у зависности од начина извођења носеће конструкције
а) решеткаста, б) комбинована

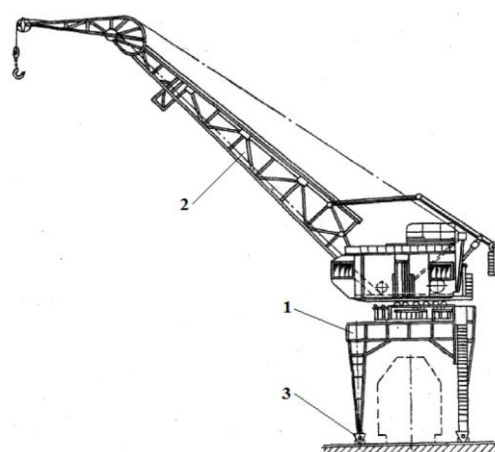
Портална дизалица са пуним носачима је најчешће конструкционо решење порталних дизалица. Пуни носачи носеће конструкције имају најчешће кутијасти попречни пресек. У примени су још стандардни профили као и цевасти профили.

Портална дизалица са решеткастом носећом конструкцијом се најређе среће. Портална дизалица са комбинованом носећом конструкцијом је дизалица код које је главни носач или хоризонтални рам израђен од пуних носача а ноге као решетке. Комбинована варијанта решења носеће конструкције порталне дизалице има нешто већу примену од решеткасте.

На слици 3.6 приказана је једна од најчешћих конструкција портално-обртних дизалица.

Главни подсистеми порталне дизалице су:

1. носећа конструкција (портал) са точковима,
2. обртна стрела, и
3. погон кретања дизалице (портала).



Слика 3.6 Портална дизалица

У општем случају, портално обртна дизалица се састоји од следећих главних компоненти:

- Портал;
- Механизми за обртање;
- Кабина за управљача;
- Кабина за механизме;
- Стуб;
- Стрела;
- Елементи за захватање или вешање терета;
- Покретни и непокретни контратег.

3.1 Портал

Портал трпи целокупан терет осталих делова дизалице што га чини носећом конструкцијом. Када је реч о било каквој носећој конструкцији, акценат се мора ставити на стабилност и сигурност, па се за њену израду користи челик. Сам дизајн портала варира, али најчешће се састоји из три или четири ослонца. Коришћењем четири ослонца се поспешује стабилност зато што се маса равномерно распореди на стубове портала тако да је ово и најчешће коришћено решење.

Лучке порталне дизалице су се доказале као најефикасније решење за потребе рада на обали. Овај радни простор је узак, а захтева велику мобилност па је самим тим портал један од главних карактеристика ових дизалица. Портал је у стању да трпи велики терет док заузима минималан простор, а захваљујући механизму за обртање покрива велики радни простор. Такође, портал издиже читаву дизалицу и омогућава проток саобраћаја, како друског тако и железничког, испод саме дизалице. Овим се поспешује брзина претовара са бродова на вагоне, са вагона на бродове и сл. Подразумева се да портално обртне дизалице са стрелом могу бити стациониране и на самим бродовима, односно теретним бродовима, са истом механиком и улогом као и оне стациониране на копну или на обалама.



Слика 3.7 Портал са четири ослонца [2]

Поред класичног непокретног портала са три или четири ослонца, постоје и покретни. Покретни портали се крећу помоћу појединачних точкова, обично их има четири, додуше, у зависности од терета и типа дизалице дизајн са више точкова је такође

доступан. Ове врсте портала могу да користе посебне точкове за транспорт великог терета, али такође и стандардне гуме. Употребом пнеуматика портал, а и читава дизалица, може да се креће унапред, уназад па и дијагонално. Поред пнеуматика, портали могу користити и шине у сврхе кретања, али вреди напоменути да дијагонално кретање на шинама није изводљиво, већ је дизалица ограничена подручјем које покривају шине.

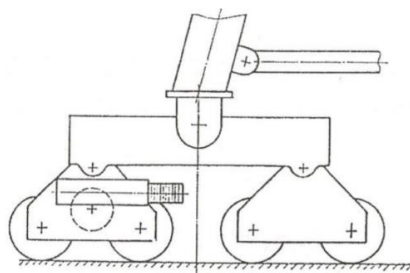


Слика 3.8 Приказ покретног портала са више појединачних точкова [9]

3.1.1 Општи прорачун механизма за кретање

Електромотор код дизалица са точковима са лежиштима са котрљањем се бира према номиналној снази [8].

$$P_n[kW] = \frac{(F_{Wtr} + F_v + F_\gamma + F_{in}) \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \quad (3.5)$$



Слика 3.9 Механизам за кретање дизалице [8]

где су:

- P_n – снага при пуштању дизалице са нормалним теретом, против ветра;
- F_{Wtr}, N – отпор трења;
- F_v, N – отпор радног ветра који делује на дизалицу и терет;
- F_{in}, N – сила инерције при полазу;
- $v, m/s$ – брзина кретања;
- η – степен корисности.

Отпор трења се налази кроз формулу 3.6:

$$F_{Wtr}[N] = (G_{kr} + Q) \cdot \left(\frac{\mu \cdot d}{D_T} + \frac{2 \cdot f}{D_T} \right) \cdot \beta, \quad (3.6)$$

где су:

- Q, N – носивост дизалице;
- G_{kr}, N – тежина дизалице;
- $\mu = 0,012$ – за лежиште са котрљањем;
- d, cm – пречник осовине точка;
- D_T, cm – пречник точка;
- f, cm – коефицијент трења котрљања;
- β – коефицијент закошења;

$$F_\gamma[N] = (G_{kr} + Q) \cdot \sin \gamma, \quad (3.7)$$

$$\gamma = 3/1000;$$

Сила инерције при иполазу се налази кроз формулу 3.8:

$$F_{in}[N] = (m_{kr} + m_Q) \cdot a, \quad (3.8)$$

Једначине су сведене на вратило електромотора.

$$m \cdot M_{sr}^m = M_{st} + M_{in1} + M_{in2}, \quad (3.9)$$

$$M_{in1}[Nm] = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_u}, \quad (3.10)$$

$$M_{in2}[Nm] = \frac{(m_{kr} + m_Q) \cdot D_T^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot t_u \cdot i_0^2 \cdot \eta}, \quad (3.11)$$

где су:

- M_{sr}^m, Nm – средњи момент пуштања електромотора;
- M_{in1}, Nm – момент сила инерција обртних делова погона;
- M_{in2}, Nm – момент сила инерција терета у односу на осу обртања при највећем дохвату терета сведен на вратило електромотора;
- m_{kr}, kg – маса крана;
- m_Q, kg – маса терета;
- J_1, kgm^2 – момент инерције масе на вратилу електромотора;
- n_1, min^{-1} – број обрта електромотора;
- t_u – време убрзања;
- i_0 – преносни однос;
- η – степен корисности механизма;
- m – број електромотора.

$$M_{st} = \frac{F_{Wtr} + F_v + F_\gamma}{2 \cdot i_0 \cdot \eta} \cdot D_T, \quad (3.12)$$

Сада је:

$$m \cdot M_{sr}^m - M_{st} = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_u} + \frac{(G_{kr}+Q) \cdot D_T^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_0^2 \cdot \eta}, \quad (3.13)$$

На основу претходне једначине, може се израчунати укупно време убрзавања дизалице, па следи да је:

$$t_u = \frac{1}{m \cdot M_{sr}^m - M_{st}} \cdot \left[(1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_u} + \frac{(G_{kr}+Q) \cdot D_T^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_0^2 \cdot \eta} \right], \quad (3.14)$$

$$t_{dop} = 8 \dots 10, s,$$

Степен сигурности против проклизавања при пуштању растерећене дизалице против ветра и кретању нагоре по нагибу је дефинисана изразом:

$$K = \frac{F_{pt} \cdot \mu_k}{(F_{Wtr} + F_v + F_\gamma + F_{in}) - \mu \cdot \frac{d}{D_T} F_{pt}}, \quad (3.15)$$

где су:

- k – степен сигурности против проклизавања;
- F_{pt} [N] – притисак на погонске точкове растерећене дизалице;
- μ_k – коефицијент клизања точка и шине $\mu_k = 0,12$;
- F_{Wtr} , F_v , F_γ , F_{in} [N] – одређују се при растерећеној дизалици;
- $k \geq 1$.

Ако је $k < 1$ смањује се момент пуштања електромотора или повећавањем броја погонских точкова [8].

Сума момента настала дејством свих кочница треба да буде довољна да заустави дизалицу.

$$m \cdot M_k = M_{in1} + M_{in2} + M_{st}, \quad (3.16)$$

Време кочења се одређује као:

$$t_k = \frac{1}{m \cdot M_k + M_{st}} \cdot \left[(1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{(m_{kr}+m_Q) \cdot D_T^2 \cdot n_1 \cdot \eta}{38,2 \cdot i_0^2} \right]. \quad (3.17)$$

3.2 Механизми за обртање

Поред портала, механизми за обртање чине другу најкориснију функцију портално обртних дизалица са стрелом. Захваљујући овим механизмима, дизалица има могућност обртања 360° око своје централне вертикалне осе. На основу историјског развоја лучких дизалица, може се рећи да је то обртање било од суштинског значаја и један од главних проблема за наше претке. Саме механизме за обртање чине:

- Ослоначко-обртно постројење
- Погон за обртање

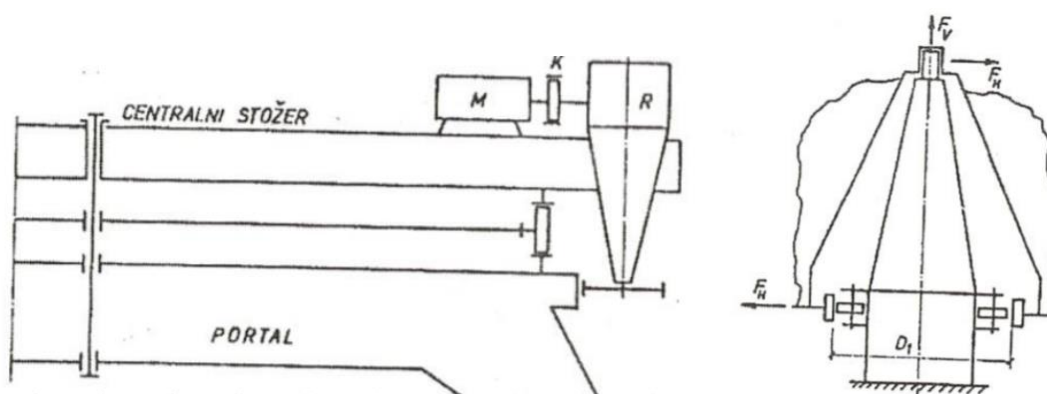
3.2.1 Прорачун погона механизма за обртање

На слици 3.10 приказана је шема погона обртања са уграђеним пужним редуктором. Електромотор механизма за обртање се бира према средњем квадратном моменту:

$$M_{sr} = M_{tr} + 0,7 \cdot (M_v + M_\gamma), \quad (3.18)$$

где су:

- M_{sr} – средњи квадратни момент;
- M_{tr} – момент сила трења обртног дела;
- M_v – највећи момент притиска ветра управно на правац стреле који делује на обртни део дизалице и терета;
- M_γ – највећи момент од нагиба осе обртања дизалице.



Слика 3.10 Шема погона обртања са уграђеним пужним редуктором [8]

$$M_{tr} = \sum F_{Wtr} \cdot \frac{D_1}{2}, \quad (3.19)$$

$$F_{Wtr} = F_{Wtr1} - F_{Wtr2}, \quad (3.20)$$

$$F_{Wtr1} = F_x \cdot \left(\frac{\mu \cdot d}{D} + \frac{2 \cdot f}{D} \right), \quad (3.21)$$

$$F_{Wtr2} = \frac{2 \cdot f}{D} \cdot F_x$$

где су:

- D – Пречник ваљка или точка;
- μ – коефицијент трења у лежишту ваљка или точка;
- F_x – нормална сила на ваљку или точку;
- D_1 – унутрашњи пречник обртног прстена;
- f – коефицијент трења или котрљања.

Следи да је:

$$F_{Wtr} = F_x \cdot \left(\frac{\mu \cdot d}{D} + \frac{2 \cdot f}{D} - \frac{2 \cdot f}{D_1} \right) = F_x \cdot C_k, \quad (3.22)$$

$$C_k = \left(\frac{\mu \cdot d}{D} + \frac{2 \cdot f}{D} - \frac{2 \cdot f}{D_1} \right), \quad (3.23)$$

$$M_{tr} = C_k \cdot \frac{D}{2} \sum F_x, \quad (3.24)$$

Код обртних постројења на обртном кругу момент сила трења садржи:

- а) момент сила трења у лежиштима централног стуба;
- б) момент сила трења точкова или ваљака.

Занемарује се момент сила трења у лежишту централног стуба, само је дефинисан момент сила трења на точковима или ваљцима [8].

$$M_{tr} = F_{Wtr} \cdot R, \quad (3.25)$$

$$F_{Wtr} = G \cdot \left(\frac{\mu \cdot d}{D} = \frac{2 \cdot f}{D} \right) \cdot c, \quad (3.26)$$

где су:

- F_{Wtr} – сумарни отпор кретању свих точкова или ваљака сведен на осу;
- G – тежина обртног дела дизалице са корисним теретом;
- c – коефицијент бочног клизања;
- R – полупречник кружне шине.

Ако је точак у контакту са површинама са обе стране онда је:

$$M_{tr} = F_{Wtr} \cdot \frac{D}{2} \cdot 2 = F_{Wtr} \cdot D, \quad (3.27)$$

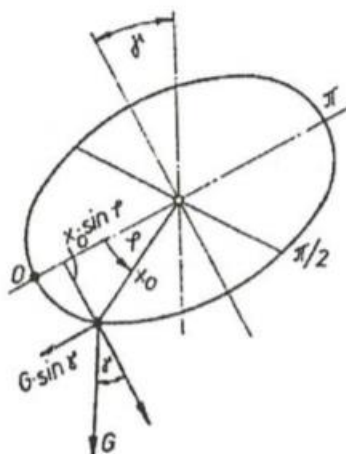
$$F_{Wtr} = \frac{2 \cdot f}{D} \cdot G \cdot c, \quad (3.28)$$

$$M_{tr} = 2 \cdot f \cdot G \cdot c, \quad (3.29)$$

где су:

- $c = 1,3 \dots 1,5$ код ваљака,
- $c = 1,3 \dots 1,5$ точкова са клизним лежиштима,
- $c = 2,0 \dots 2,5$ точкови са лежиштима са котрљањем.
- G – тежина обртног дела са теретом,
- x_0 – полупречник круга који описује тежиште обртног дела са теретом при највећем дохвату стреле.

Највећи момент од нагиба осе обртања дизалице се дефинише према слици 3.11:



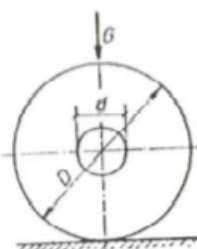
Слика 3.11 Шема круга који описује тежиште обртног дела са теретом [8]

$$M_{\gamma} = G \cdot \sin \gamma \cdot x_0 \cdot \sin \varphi , \quad (3.30)$$

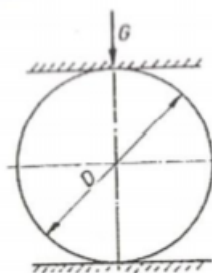
Највећа апсолутна вредност за M_{γ} је за $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 3\pi/2$,

Снага електромотора је дефинисана изразом:

$$P_{sr} = \frac{M_{sr} \cdot n}{9550 \cdot \eta} , \text{ kW} . \quad (3.31)$$



Слика 3.12 Шема точка у контакту са површинама са једне стране [8]



3.13 Шема точка у контакту са површинама са обе стране [8]

Електромотор изабран према обрасцу проверава се према томе да:

- а) време убрзања треба да буде мање од допушеног,
- б) момент електромотора треба да је већи од збира момента највећих отпора обртања при устаљеном кретању.

а) у фази убрзавања следи релација:

$$M_{sr}^m = M_{tr} + M_{in1} + M_{in2} + M_{in3} + M_v + M_\gamma, \quad (3.32)$$

где су:

- M_{sr}^m, Nm – средњи момент пуштања електромотора;
- M_{tr}, Nm – момент отпора обртања сведен на вратило електромотора;
- M_{in3}, Nm – момент сила инерција обртних делова конструкције сведене на вратило електромотора;
- M_v, Nm – момент ветра сведен на вратило електромотора;
- M_γ, Nm – момент од нагиба осе обртања сведен на вратило електромотора;
- $M_{sr}^m = (1,5 \dots 1,6) \cdot M_n$ – трофазни мотор са фазним ротором;
- M_n, Nm – нормални момент електромотора;

$$M_{in1}[Nm] = (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_u}, \quad (3.33)$$

где су:

- J_1, kgm^2 – моменти инерције масе електромотора и спојнице;
- t_u, s – време убрзања;
- n_1 – број обртаја електромотора.

$$M_{in2}[Nm] = \frac{Q \cdot L^2 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_u \cdot i_0^2 \cdot \eta}, \quad (3.34)$$

$$M_{in3}[Nm] = \frac{M_3}{i_0 \cdot \eta}, \quad (3.35)$$

$$M_3[Nm] = \frac{\pi \cdot n_c}{30 \cdot t_u} \cdot \sum_{i=1}^m J_i, \quad (3.36)$$

$$M_{in3}[Nm] = \frac{n_1 \cdot \sum_{i=1}^m J_i}{9,55 \cdot t_u \cdot i_0^2 \cdot \eta}. \quad (3.37)$$

Следи да је :

$$M_{sr}^m - M_{tr} - M_v - M_\gamma = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_u} + \frac{Q \cdot L^2 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_u \cdot i_0^2 \cdot \eta} + \frac{n_1 \cdot \sum_{i=1}^m J_i}{9,55 \cdot t_u \cdot i_0^2 \cdot \eta}, \quad (3.38)$$

$$t_u = \frac{(1,11 \dots 1,2) \cdot J_1 \cdot n_1 \cdot i_0^2 \cdot \eta + Q \cdot L^2 \cdot n_1 + n_1 \cdot \sum J_i}{9,55 \cdot i_0^2 \cdot \eta \cdot (M_{sr}^m - M_{tr} - M_v - M_\gamma)}, \quad (3.39)$$

$$M_3 > \frac{M_{tr} + M_v + M_\gamma + M_{all}}{i_0 \cdot \eta}. \quad (3.40)$$

Време кочења се одређује из израза:

$$M_k = M_{kin1} + M_{kin2} + M_{kin3} + M_{kv} - M_{tr}^k, \quad (3.41)$$

где су:

- M_k, Nm – момент кочења,
- M_{tr}^k, Nm – отпори обртању дизалице сведени на вратило електромотора,
- a – крак деловања ветра.

$$M_{kin1}[Nm] = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_k}, \quad (3.42)$$

$$M_{kin2}[Nm] = \frac{Q \cdot L^2 \cdot n_1 \cdot \eta}{9,55 \cdot t_k \cdot i_0^2}, \quad (3.43)$$

$$M_{kin3}[Nm] = \frac{n_1 \sum_{i=1}^m J_i \cdot \eta}{9,55 \cdot t_r \cdot i_0^2}, \quad (3.44)$$

$$M_{kv}[Nm] = \frac{W \cdot a \cdot \eta}{i_0}, \quad (3.45)$$

$$t_k[s] = \frac{(1,1 \dots 1,2) \cdot J_1 \cdot n_1 \cdot i_0^2 + Q \cdot L^2 \cdot n_1 \cdot \eta + n_1 \cdot \sum J_i \cdot \eta}{9,55 \cdot i_0^2 \cdot (M_k + M_{tr}^k - \frac{W \cdot a \cdot \eta}{i_0})}. \quad (3.46)$$

3.3 Кабина за управљање дизалицом

У кабини за управљање дизалицом налазе се уређаји за ручну контролу дизалице. То подразумева обртање од 360°, као и управљање стрелом и контролом елемената за захватање или вешање терета.

У зависности од уређаја за захватање терета који је у примени, они могу да управљају клештима (да их отварају и затварају) или да укључују и искључују електромагнет, примера ради.

У кабинама модерних портално обртних дизалица са стрелом, акценат се ставља на удобност и лакоћу управљања. Најмодерније кабине за управљаче у свој дизајн уграђују и степенице како би се кабине лакше приступило. Кабине су ергономски дизајниране, заједно са звучном изолацијом како би се осигурало пријатно окружење за рад без сметала или прекида. Управљачи имају одличну прегледност терена кроз заштитно стакло и готово сви елементи кабине, као што је седиште или монитор, могу се лако прилагодити потребама појединачних управљача. Поред горе споменутог, кабине имају и брисаче стакла и климу како би се њихова продуктивност оптимизовала.



Слика 3.14 Приказ кабине за управљање дизалицом [10]

3.4 Кабина за погонске механизме

Кабина за погонске механизме је стационирана обично поред кабине за управљање дизалицом како би управљач односно инжењер са лакоћом приступио кабини и решио потенцијалне кварове. Кабина садржи средство за погон, редукторе и добош са ужетом. Споменути елементи су оптимално постављени унутар саме кабине како би се поспешила ефикасност рада дизалице.



Слика 3.15 Радови у кабини за механизме [9]

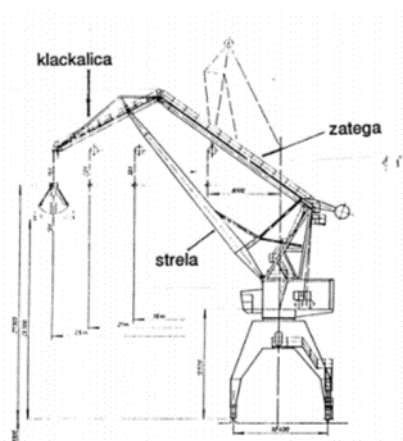
3.5 Стуб

Стуб служи као основни помоћни део за читаву конструкцију дизалице. На стубу се налазе кабина за управљаче и кабина за механизме, такође, стрела или више стрела су повезане за стуб, а механизам за обртање се налази на бази стуба. Стуб је направљен од квалитетног челика и може бити пуног профила или решеткастог.

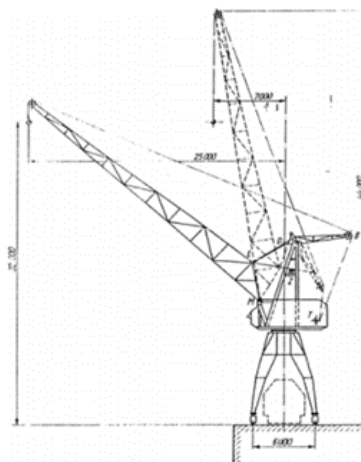
3.6 Стрела

Као и стуб, стрела може имати пун профил или решеткасти. Стреле су такође један од критеријума по којем се портално обртне дизалице деле у две групе:

- Дизалице са дуплом стрелом
- Дизалице са обичном стрелом



Слика 3.16 Дизалица са дуплом стрелом [11]



Слика 3.17 Дизалица са обичном стрелом [11]

Главни захтев портално обртних дизалица јесте то да се при промени дохвата терет креће што више хоризонтално. Ово је од суштинског значаја и спречава оптерећење система за дохват од стране силе терета. Наравно, апсолутно хоризонтално кретање није изводљиво, али постоје напори да кретање буде што хоризонталније могуће.

У овом погледу, дизалице које имају дуплу стрелу боље изводе хоризонтално кретање. Ове дизалице заправо имају више делова, а то су притисни стуб односно стрела, затегнути стуб, и клацкалица. Захваљујући овим елементима ова дизалица се боље показала од обичне дизалице са једном стрелом што се тиче хоризонталног кретања.

Код дизалица са дуплом стрелом ово хоризонтално кретање се постиже избором геометријских величина стуба, притиснуте стреле, затегнуте стреле и клацкалице, док се компензацијом котурача смештених између врха стуба и стреле код обичне дизалице са једном стрелом постиже слично кретање [11].

3.7 Уређаји за захватање или вешање терета

Уређаји за захватање или вешање терета представљају помоћне елементе који служе да се терет веже за савитљиви орган механизма за дизање или да се терет захвати самим уређајем и транспортује без неког даљег везивања.

Општа подела уређаја за захватање терета:

- Универзални;
- Специјални.

У универзални прибор за вешање терета убрајају се куке и ужад за везивање терета за куку.

Као радни елементи прибора за вешање терета примењују се:

- 1) За транспорт комадних терета:
 - ужад или ланци;
 - куке, алке, ушке;
 - клешта, хваталке;
 - носеће греде.
- 2) За ситнозрнасти материјал користе се кофе различитих типова [12].

Специјални уређаји за захватање терета су:

- електромагнети;
- грабилице;
- специјалне кофе;
- вакуум уређаји;
- траверзе [12].

Подела захватних уређаја и прибора се може извршити и према начину примене:

- за преношење;
- прибор за захватање;
- уређаји за редуковање силе притиска;
- уређаји који привлаче материјал.

3.8 Покретни и непокретни контратег

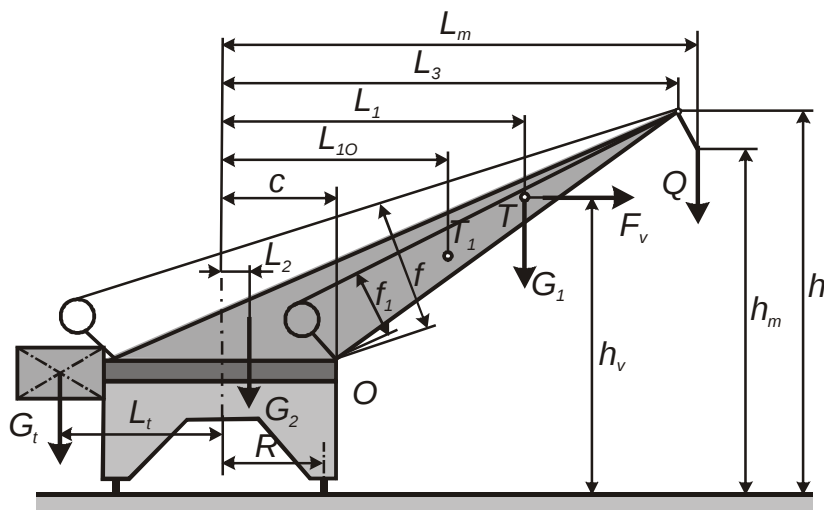
Улога покретног и непокретног контратега је да успоставе равнотежу портално обртне дизалице са стрелом. Оптерећење терета помножено са његовим растојањем од стуба, где је везана стрела, мора се изједначити да би се постигла равнотежа.

Непокретни контратег је најчешће везан за кабину или портал, док је покретни контратег везан за затегу и врши праволинијско кретање у зависности од стреле и терета.

4. Прорачун дизаличних механизма

За портално обртну дизалицу са стрелом, приказаној на слици 4.1, потребно је одредити:

- снагу електромотора за подизање стреле дизалице,
- снагу електромотора за подизање терета,
- снагу електромотора за обртање дизалице,
- снагу електромотора за транслаторно кретање дизалице,
- снагу електромотора за кретање дизаличних колица.



Слика 4.1 Портално обртна дизалица са стрелом

Познати су следећи полазни подаци:

- тежина терета $Q = 50 \text{ kN}$,
- тежина стреле $G_1 = 20 \text{ kN}$,
- тежина обртне платформе са кабином $G_2 = 30 \text{ kN}$,
- тежина колица $G_k = 3 \text{ kN}$,
- тежина портала $G_p = 60 \text{ kN}$,
- тежина противтега $G_g = 50 \text{ kN}$,
- пречник точка $D = 400 \text{ mm}$,
- брзина транслаторног кретања дизалице $v = 4 \text{ m/s}$.

Одговарајућа растојања, наведена на слици 4.1, имају вредност:

- $L_m = 12 \text{ m}$,
- $L_1 = 8,5 \text{ m}$,
- $L_{10} = 9,5 \text{ m}$,
- $L_3 = 10,5 \text{ m}$,
- $f = 3 \text{ m}$,
- $f_1 = 2 \text{ m}$,
- $h_m = 15 \text{ m}$,
- $h_v = 13 \text{ m}$,
- $h_k = 4 \text{ m}$.

Чеоне површине дизалице (кабине и стреле) и терета, еквивалентне су:

- еквивалентна површина кабине, $A_{keqv} = 5 \text{ m}^2$,
- еквивалентна површина стреле, $A_{seqv} = 2 \text{ m}^2$,
- површина терета, $A_{tereta} = 4 \text{ m}^2$,

Притисак силе ветра износи:

- $p_v = (500 \div 2500) \text{ Pa} = 1000 \text{ Pa}$.

Решење:

Пуно оптерећење са највећим дохватом стреле – критично стање 1

$$l' = \frac{G \cdot L_m + G_k \cdot L_3 + G_1 \cdot L_1 + G_2 \cdot L_2 - G_g \cdot L_g \cdot p_v \cdot (A_{keqv} \cdot h_k + A_{seqv} \cdot h_v + A_{tereta} \cdot h_m)}{V_1}, \quad (4.1)$$

$$V_1 = G + G_1 + G_2 + G_g + G_k, \quad (4.2)$$

$$L_2 = c - 1, \quad (4.3)$$

$$L_g = c + 6. \quad (4.4)$$

Где су:

- L_1 [m] – нови крак за G_1 који одговара тежишту: T – случај оптерећеног стања,
- V_1 [kN] – резултанта вертикалног оптерећења на краку l' ,
- L_g [m] – крак силе тежине противтега,
- p_v [Pa] – притисак силе ветра.

Дужина крака l' је у граничном случају једнака полупречнику шинског пута R_1 .

Следи да је формула 4.1:

$$l' = \frac{50 \cdot 12 + 3 \cdot 10.5 + 20 \cdot 8.5 + 30 \cdot (c - 1) - 50 \cdot (c + 6) + 1 \cdot (5 \cdot 4 + 2 \cdot 13 + 4 \cdot 15)}{50 + 20 + 30 + 60 + 3}$$

$$l' = \frac{907.5 - 20 \cdot c}{163} \Rightarrow R_1 = \frac{907.5 - 22 \cdot R_1}{163} \Rightarrow R_1 = 3.87 \text{ m} \Rightarrow c = 1.1 \cdot R_1 = 1.1 \cdot 3.87 = 4.25 \text{ m},$$

Услов који мора бити испуњен да не би дошло до померања стабилности дизалице је:

$$l' \leq R_1$$

Неоптерећено стање, стрела је на најмањем дохвату – критично стање 2

$$l_0 = \frac{G_g \cdot L_{g0} - G_1 \cdot L_{10} - G_2 \cdot L_2 - G_k \cdot L_3}{V_0}, \quad (4.5)$$

$$V_0 = G_1 + G_2 + G_g + G_k, \quad (4.6)$$

$$L_{g0} = c + 1, \quad (4.7)$$

где су:

- $L_{10}[\text{m}]$ – нови крак за G_1 који одговара тежишту T_1 – случај неоптерећеног стања,
- $V_0[\text{kN}]$ – резултанта вертикалног оптерећења на краку l_0 .

Из формуле 4.6 следи да је:

$$l_0 = \frac{50 \cdot (c + 1) - 20 \cdot 9.5 - 30 \cdot (c - 1) - 3 \cdot 10.5}{20 + 30 + 50 + 3} = \frac{-221.5 + 20 \cdot c}{106} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_1 = \frac{-221.5 + 20 \cdot R_1}{106} \Rightarrow R_1 = -0.8\text{m} \Rightarrow c = 1.1 \cdot R_1 = 1.1 \cdot (-0.8) = -0.88\text{m},$$

Услов који мора бити испуњен да не би дошло до нарушавања стабилности дизалице је:

$$l_0 \leq R_1$$

Налази се минимални потребни полупречник шинског кружног пута дизалице:

$$R_1 \supset (3.87, 0.8) \Rightarrow R_1 = 3.87\text{m}, c = 4.25\text{m}, L_2 = 3.25\text{m}, L_g = 10.25\text{m}, L_{g0} = 5.25\text{m}.$$

Снага потребна за обртање дизалица

Формула снаге потребне за обртање дизалице гласи:

$$P = \frac{k_1 \cdot M_o \cdot \omega_{pos}}{\eta} = \frac{k_1 \cdot M_o \cdot \pi \cdot n_{pos} [\text{min}^{-1}]}{30 \cdot \eta}, \quad (4.8)$$

где су:

- $P[\text{kW}]$ – снага електромотора,
- $k_1 = 1.1$ – коефицијент увећања снаге за 10%,
- $\eta = 0.8$ – степен искоришћења,
- $n[\text{min}^{-1}] = 0.2 \div 1$ – број обртаја на постољу,
- ω – угаона брзина обртања постоља,
- $M_o[\text{kNm}]$ – укупни момент потребан за савлађивање отпора при обртању дизалице.

Потребно је израчунати укупни момент потребан за савлађивање отпора при обртању дизалице преко формуле:

$$M_o = 0.7 \cdot M_{vp1} + M_{tr}, \quad (4.9)$$

где су:

- $M_{vp1}[\text{kNm}]$ – момент силе ветра у попречном правцу,
- $M_{tr}[\text{kNm}]$ – укупан момент потребан за савлађивање отпора трења.

$$M_{vp1} = p \cdot (A_{keqv} \cdot L_2 + A_{seqv} \cdot L_1 + A_{tereta} \cdot L_m) + G \cdot \sin \alpha' \cdot \cos \alpha' \cdot L_m, \quad (4.10)$$

$$M_{vp1} = 1 \cdot (5 \cdot 3.25 + 2 \cdot 8.5 + 4 \cdot 12) + 50 \cdot \sin 15^\circ \cdot \cos 15^\circ \cdot 12 = 231.25 \text{ kNm}$$

Укупан момент потребан за савлађивање отпора трења представља збир момента:

$$M_{tr} = M_1 + M_2 + M_3, \quad (4.11)$$

где су:

- M_3 [kNm] - укупни момент потребан за савлађивање отпора трења,
- M_2 [kNm] – додатни момент отпора трења,
- M_1 [kNm] – обртни момент од силе отпора услед трења при кретању.

При чему су:

$$M_3 = \mu_2 \cdot r_2 \cdot V_1 = 0.03 \cdot 0.4 \cdot 163 = 1.956 \text{ kNm}, \quad (4.12)$$

где су:

- $\mu_2 = 0.015 \div 0.05$ – коефицијент трења у рукавцу,
- r_2 [m] = $0.3 \div 0.5$ – полупречник рукавца.

$$M_2 = k' \cdot \mu' \cdot b \cdot F_{np}, \quad (4.13)$$

где су:

- b [m] = $0.2 \div 0.3$ – ширина точка,
- $\mu' = 0.25$ – коефицијент клизања између точка и обода шинског пута,
- $k' = 10 \div 35$ – коефицијент отпора клизања између точка и подлоге шинског пута,
- F_{np} – сила нормалне реакције тла за случај оптерећеног стања дизалице.

Да би се добила сила реакције тла потребно је израчунати момент силе ветра у уздужном правцу, M_{vu1} [kNm]:

$$M_{vu1} = p_v \cdot (A_{keqv} \cdot h_k + A_{seqv} \cdot h_v + A_{tereta} \cdot h_m) + G \cdot h_m \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot L_m, \quad (4.14)$$

$$M_{vu1} = 1 \cdot (5 \cdot 4 + 2 \cdot 13 + 4 \cdot 15) + 50 \cdot 15 \cdot \sin 15^\circ \cdot \cos 15^\circ \cdot 15 = 293.5 \text{ kNm}$$

Сада је могуће одредити силу нормалне реакције тла преко следеће формуле:

$$F_{np} = \frac{M_{vu1}}{2 \cdot R_1} + \frac{V_1 \cdot (R_1 + l')}{2 \cdot R_1} = \frac{293.5}{2 \cdot 3.87} + \frac{163 \cdot (3.87 + 3.87)}{2 \cdot 3.87} = 200.9 \text{ kN}, \quad (4.15)$$

Враћамо се на формулу за додатни момент отпора трења 4.13:

$$M_2 = 15 \cdot 0.25 \cdot 0.2 \cdot 200.9 = 150.7 \text{ kNm},$$

Сила трења на точковима F_{wT} [kN], следи у виду:

$$F_{wT} = V_1 \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{D} + 2 \cdot \frac{f_{kr}}{D} \right) \cdot \beta = 163 \cdot \left(0.01 \cdot 0.2 + 2 \cdot \frac{0.05}{0.4} \right) \cdot 1.25 = 51.34 \text{ kN}, \quad (4.16)$$

где су:

- $\beta = 1.25$ – коефицијент којим се узима у обзир отпор услед закошења шинског пута код точкова са котрљајним лежајима,
- $\mu = 0.01$ – коефицијент отпора трења у осовини точка,
- f_{kr} [mm] = $50 \div 100$ – крак отпора котрљања,

- $d/D = 0.2$ – однос пречника осовине точка и пречника точка за точкове пречника $D = 400\text{mm}$.

Обртни момент од силе отпора услед кретања при кретању износи:

$$M_1 = R_1 \cdot \sqrt{2} \cdot F_{wT} = 3.87 \cdot \sqrt{2} \cdot 51.34 = 281 \text{ kNm} . \quad (4.17)$$

Из решења претходних формула следи да је укупан момент потребан за савлађивање отпора трења 4.11, и износи:

$$M_{tr} = M_1 + M_2 + M_3 = 281 + 150.7 + 1.956 = 433.656 \text{ kNm} ,$$

Враћамо се на формулу укупни момент потребан за савлађивање отпора при обртању дизалице 4.9:

$$M_o = 0.7 \cdot M_{vp1} + M_{tr} = 0.7 \cdot 231.25 + 433.656 = 593.531 \text{ kNm} .$$

Враћамо се на првобитну формулу потребне снаге за обртање дизалице 4.8:

$$P = \frac{k_1 \cdot M_o \cdot \pi \cdot n_{pos}}{30 \cdot \eta} = \frac{1.1 \cdot 593.531 \cdot \pi \cdot 0.285}{30 \cdot 0.8} = 24.36 \text{ kW} .$$

Снага потребна за подизање терета

Снага мотора потребна за подизање терета се налази преко формуле:

$$P = \frac{k_1 \cdot G \cdot v_t}{\eta \cdot m_1} = \frac{1.1 \cdot 50 \cdot 0.8}{0.85 \cdot 3} = 17.25 \text{ kW} , \quad (4.18)$$

где су:

- $m_1 = 3$ – број кракова катураче за подизање стреле дизалице,
- $v_t = 0.8 \text{ m/s}$ – брзина подизања терета,
- $\eta = 8.05$ – степен искоришћења преноса.

Снага потребна за подизање стреле дизалице

Сила у ужету за подизање стреле налази се из моментне једначине за тачку О према слици 4.1 и износи:

$$S_1 = \frac{G \cdot (L_m - c) + G_k \cdot (L_3 - c) + G_1 \cdot (L_1 - c) + F_{vu1} \cdot h_v + G \cdot h_m \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha - S \cdot f_1}{m \cdot f \cdot \eta} , \quad (4.19)$$

$$F_{vu} = p_v \cdot (A_{keqv} + A_{seqv} + A_{tereta}) = 1 \cdot (2 + 5 + 4) = 11 \text{ kN} , \quad (4.20)$$

$$F_{vu1} = F_{vu} + G \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = 11 + 50 \cdot \sin 15^\circ \cdot \cos 15^\circ = 23.5 \text{ kN} , \quad (4.21)$$

при чему су:

- $S_1[\text{N}]$ – сила у ужету за подизање стреле дизалице,
- $m = 2$ – број кракова катураче за подизање стреле дизалице,
- $S[\text{N}] = G/m_1 = 50/3 = 16.667\text{kN}$ – сила у ужету за подизање терета,
- $m_1 = 3$ – број кракова катураче за подизање терета,
- $\eta = 0.95$ – степен искоришћења,
- $F_{vu}[\text{N}]$ – сила ветра у уздужном правцу за оптерећено стање,
- $F_{vu1}[\text{N}]$ – сила ветра у уздужном правцу за критично стање 1.

Враћамо се на формулу 4.19 :

$$S_1 = \frac{50 \cdot (12 - 4.25) + 3 \cdot (10.5 - 4.25) + 20 \cdot (8.5 - 4.25) + 23.5 \cdot 13 + 50 \cdot 15 \cdot \sin 15^\circ \cdot \cos 15^\circ - 16.667 \cdot 2}{2 \cdot 0.95 \cdot 3},$$

$$S_1 = 166.83 \text{ kN}.$$

Снага потребна за подизање стреле дизалице:

$$P = \frac{k_1 \cdot S_1 \cdot v}{\eta_{strele}} = \frac{1.13 \cdot 166.83 \cdot 0.11}{0.95} = 21.83 \text{ kW} . \quad (4.22)$$

где су:

- $\eta_{strele} = 0.95$ – коефицијент искоришћења преноса,
- $k_1 = 1.13$ – коефицијент увећања потребне снаге,
- $v = (0.1 \div 0.15) \text{ [m/s]}$ – обимна брзина ужета на бубњу.

Снага потребна за праволинијско кретање колица

Снага мотора за кретање колица се налази у виду:

$$P = \frac{k_1 \cdot (G + G_k) \cdot v_k \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{\eta} = \frac{1.13 \cdot (50 + 3) \cdot 4 \cdot (0.015 \cdot \cos 15^\circ + \sin 15^\circ)}{0.9} = 72.75 \text{ kW} . \quad (4.23)$$

Снага потребна за транслаторно кретање дизалице

Снага потребна за транслаторно кретање дизалице се налази на основу:

$$P = \frac{W + F_{in}}{\eta \cdot \psi} \cdot v , \quad (4.24)$$

при чему су:

- $\psi = 1.5 \div 1.8$ – степен преоптерећења електромотора,
- $\eta = 0.9 \div 0.9$ – степен искоришћења,
- $v \text{ [m/s]}$ – брзина транслаторног кретања дизалице,
- $F_{in} \text{ [kN]}$ – инерциона сила при транслаторном кретању:

$$F_{in} = \frac{k_1}{g} \cdot (G + G_1 + G_2 + G_k + G_p + G_g) \cdot a_{in} = \frac{1.1}{9.81} \cdot (163 + 60) \cdot 0.15 = 3.75 \text{ kN}, \quad (4.25)$$

- $W \text{ [kN]}$ – сила потребна за савлађивање отпора при транслаторном кретању дизалице са порталом:

$$W = W_k + W_n + W_o = 3.345 + 3.9 + 0 = 7.245 \text{ kN} , \quad (4.26)$$

при чему су:

- $W_k \text{ [kN]}$ – сила отпора котрљању:

$$W_k = (V_1 + G_p) \cdot f_k = (163 + 60) \cdot 0.015 = 3.345 \text{ kN}, \quad (4.27)$$

- f_k – коефицијент отпора трења котрљања: Табела 4.1,

Табела 4.1 Утицајни коефицијенти

Пречник точка [mm]	Пречник рукавца [mm]	f_k клизања	f_k котрљања
до 200	до 50	0.028	0.02
200 до 400	50 до 65	0.018	0.015
400 до 600	65 до 90	0.016	0.01
600 до 800	90 до 100	0.013	0.006

- W_n [kN] – сила отпора кретања којим се узима у обзир нагиб шинског транслаторног пута:

$$W_n = (V_1 + G_p) \cdot \sin \alpha_{nagib\ tereta} = (163 + 60) \cdot \sin 1^\circ = 3.9\text{ kN}, \quad (4.28)$$

- $\alpha_{nagib\ terete} = 1^\circ$ – угао нагиба терета,
- W_0 [kN] = 0 – сила отпора која узима у обзир остале утицаје. Углавном се узима да је једнака нули.

Враћамо се на формулу снаге за траслаторно кретање дизалице 4.24:

$$P = \frac{W+F_{in}}{\psi \cdot \eta} \cdot v = \frac{7.245+3.75}{1.5 \cdot 0.85} \cdot 4 = 34.5\text{ kW}.$$

За реализацију свих дејстава дизалице усвајамо мотор снаге прве веће стандардне од $P=34.5\text{ kW}$. Из табеле 4.2 усвојен је тип електромотора 1.SZK 280 M-8B са номиналном снагом од $P=40\text{ kW}$ [13].

Табела 4.2 Избор електромотора [13]

750 min ⁻¹ , 400 V, 50 Hz, klasa izolacije: F, mehanička zaštita: IP 55, temperaturna klasa: T1-T4.																		
Tip		Snaga kW			n min ⁻¹	η %	cos φ	I A	M _N Nm	$\frac{I_p}{I_N}$	$\frac{M_p}{M_N}$	$\frac{M_m}{M_N}$	t _s s			KR	J kgm ²	Masa kg
		T1,T2	T3	T4									T1,T2	T3	T4			
1.SZK 71	A-8A	0,09	0,09	0,09	670	43	0,50	0,60	1,28	2,2	1,8	2,0	55	55	22	16	0,00055	6,1
	B-8A	0,12	0,12	0,12	680	46	0,50	0,75	1,68	2,0	1,9	2,2	25	25	13	16	0,00071	6,8
1.SZK 80	A-8A	0,18	0,18	0,18	680	55	0,55	0,86	2,53	2,8	2,2	2,5	30	30	15	16	0,0018	9
	B-8A	0,25	0,25	0,25	690	57	0,56	1,13	3,46	2,8	2,3	2,5	35	35	15	16	0,0024	11,6
SZK 90	S-8A	0,37	0,37	0,37	700	66	0,65	1,24	5,05	3,5	2,0	2,2	55	55	20	16	0,00247	13
	L-8A	0,5	0,5	0,5	700	69	0,67	1,56	6,82	4,0	2,8	2,8	75	75	50	16	0,0034	16,3
2.SZK 100	L-8A	0,65	0,65	0,65	700	64	0,62	2,36	8,87	3,7	2,0	2,4	20	20	10	13	0,0054	20,5
	Ld-8A	0,95	0,95	0,95	680	64	0,65	3,30	13,34	3,5	2,1	2,4	20	20	10	13	0,0071	22,6
2.SZK 112	M-8A	1,3	1,3	1,3	700	71	0,67	3,94	17,74	3,6	2,0	2,2	25	25	10	13	0,012	27
SZK 132	S-8B	1,9	1,9	-	705	78	0,70	5	25,7	4,5	1,6	2,2	16	16	-	13	0,035	54
	M-8B	2,6	2,6	-	710	79	0,72	6,7	35,0	4,5	1,6	2,3	15	15	-	13	0,050	70,5
1.SZK 160	Mk-8B	3,5	3,5	-	710	78	0,68	9,5	47	4,5	1,9	2,2	14	14	-	13	0,037	87
	M-8B	4,8	4,8	-	710	80	0,68	12,8	64,5	4,6	1,9	2,2	12	12	-	13	0,053	91,5
	L-8B	6,6	6,6	-	710	82	0,69	16,8	89	4,6	1,9	2,2	11	11	-	13	0,076	122
1.SZK 180	L-8B	9,7	9,7	-	715	84	0,74	23	130	5,0	1,9	2,1	11	11	-	13	0,160	160
1.SZK 200	L-8B	13,2	13,2	-	720	87	0,73	30,5	175	5,0	1,8	2,2	10	10	-	13	0,225	205
1.SZK 225	S-8B	16,5	16,5	-	735	88,5	0,78	34,7	214	5,0	1,7	2,2	14	14	-	13	0,470	245
	M-8B	20	20	-	735	89,5	0,78	42	260	5,0	1,7	2,2	15	15	-	13	0,560	285
1.SZK 250	M-8B	27	27	-	735	90	0,80	54	351	5,0	1,6	2,2	10	10	-	13	0,870	370
1.SZK 280	S-8B	33	33	-	740	91,5	0,80	65	426	6,1	1,7	2,2	18	18	-	13	1,5	495
	M-8B	40	40	-	740	92	0,81	78	516	6,2	1,6	2,2	17	17	-	13	1,82	580
1.SZK 315	S-8B	50	50	-	740	92	0,82	96	645	6,5	1,7	2,4	16	16	-	10	2,56	750
	M-8B	68	68	-	740	92,5	0,83	128	877	6,2	1,5	2,3	15	15	-	10	3,32	870

5. Закључак

У уводу је истакнута улога портално обртних дизалица са стрелом у групи машина са периодичним радом. Према својим карактеристикама, портално обртне дизалице са стрелом, односно лучке дизалице, су се најбоље показале у претовару комадне и расуте робе у речним и поморским лукама.

Историјски осврт потврђује да су се својеврсне лучке дизалице развијале чак и у старој Грчкој. Чињеница је да су имале испрекидан развој али нису стагнирале, и на тај начин се дошло до савремених портално обртних дизалица са стрелом.

Основни механизми су саставни и самим тим неизоставни делови портално обртних дизалица са стрелом. Наведени су сви механизми споменутих дизалица али такође вреди истаћи и оне најбитније. Наиме, сам портал, стрела и механизам за обртање су главне карактеристике овог типа дизалица.

На основу познатих полазних података, у четвртом поглављу је извршен прорачун одговарајућих механизма дизалице и одређена потребна снага електромотора за њихов рад.

6. Литература

- [1] С. Сувајдић, Механизација претоварно-транспортних радова, Београд, 1964. Београд, 2005.
- [2] Основи транспортних машина, предавања, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, доступно на <http://moodle.fink.rs/>, приступљено: 20.08.2020.
- [3] Coulton, J. J. (1974). Lifting in early Greek Architecture. *The Journal of Hellenic Studies*, 94, 1-19. doi:10.2307/630416
- [4] Crane and machinery, Интернет страница: <https://www.gruasyaparejos.com/en/construction-crane/ancient-crane/>, приступљено: 19.08.2020.
- [5] The American Society of Mechanical Engineers, Интернет страница: <https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/aboutasme/who%20we%20are/engineering%20history/landmarks/85-paceco-container-crane.pdf>, приступљено: 18.08.2020.
- [6] The American Society of Mechanical Engineers: Интернет страница: <https://www.asme.org/about-asme/engineering-history/landmarks/85-paceco-container-crane>, приступљено: 18.08.2020.
- [7] Conecranes, <https://www.konecranes.com/resources/konecranes-gottwald-portal-harbor-cranes>
- [8] Д. Острић, Дизалице, Машински факултет, Београд, 1992.
- [9] Liebherr, Каталог: https://drive.google.com/file/d/1RDEewy0ET13l1KSUaFKv_OsPuVhj3srS/view, приступљено: 19.08.2020.
- [10] Conecranes, Каталог: <https://drive.google.com/file/d/1CchM6D031IO9DeXkZMij1UW8YzME1gKF/view>, приступљено: 19.08.2020.
- [11] М. Георгијевић, Претовар контејнера, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2003.
- [12] http://vtsnis.edu.rs/wp-content/plugins/vts-predmeti/uploads/MP_2019_POMOCNI_UREDJAJI_DIZALICA.pdf
- [13] Основи транспортних машина, предавања, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, доступно на <http://moodle.mfkg.rs/>, приступљено: 19.08.2020.