

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Дизалице

Број индекса: 1/2017

Бојан Р. Курћубић

Обртне лучке дизалице

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

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

Датум одбране: _____

2. _____

Оцена: _____

3. _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене лучких дизалица при транспорту терета.
- Прикаже кратак осврт на њихов историјски развој.
- Изврши класификацију, истакне и опише саставне дизаличне механизме и наведе 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, март 2020. године

Ментор:

Др Ненад Милорадовић, ванр. проф.

Резиме

У овом раду наведене су основне карактеристике, предности и недостаци обртних лучких дизалица. Дат је њихов историјски развој, објашњени основни појмови и врсте лучких дизалица, описани саставни механизми, принципи рада. Ове дизалице се по својој конструкцији разликују од осталих типова и врста бродских и лучких дизалица. За изабрани тип дизалице, за дефинисану носивост и висину дизања терета, урађен је прорачун погонских механизма дизалице.

Кључне речи: лучка дизалица, луке, стрела, портал...

Summary

This paper presents the basic characteristics, advantages and disadvantages of rotating port cranes. Their historical development is given, basic concepts and types of port cranes are explained, constituent mechanisms are described, principles of work. These cranes differ in their construction from other types and types of ship and port cranes. For the selected type of crane, for the defined load capacity and lifting height of the load, the calculation of the crane drive mechanisms was done.

Key words: port crane, ports, boom, portal ...

Садржај

1. Увод.....	1
2. Историјски развој	3
3. Обртне лучке дизалице.....	6
3.1 Погон лучких дизалица	8
4. Дизалични механизми	11
4.1 Стреле	12
4.1.1 Порталнообртна дизалица са дуплом стрелом	12
4.2 Стуб порталне дизалице.....	14
4.3 Портал лучких дизалица	15
4.4 Управљачка кабина	15
4.5 Уређаји за вешање терета.....	16
5. Прорачун погонских механизма портално-обртне дизалице	19
5.1 Општи подаци за прорачун	19
5.1.1 Прорачин положаја нападних линија центрифугалних и инерцијалних сила	21
5.1.2 Одређивање центрифугалних сила окретних елемената дизалице	21
5.1.4 Одређивање момената отпора окретању од сила инерције окретних делова дизалице	23
5.1.5 Одређивање сила притисака ветра на окретне површине дизалице	24
5.1.6 Моменти дејства ветра за осу ротације дизалице.....	25
5.1.7 Одређивање отпора ослонаца у обртном лежишту дизалице	25
5.1.8 Одређивање отпора трења	27
5.1.9 Одређивање инерцијалних отпора ротирајућих маса дизалице	27
5.1.10 Одређивање радне учестаности механизма за окретање и броја укључења на час.....	28
5.1.11 Одређивање средње квадратне снаге статичких отпора мотора	28
5.1.12 Одређивање највеће потребне снаге мотора.....	29
5.1.13 Одређивање краткотрајних оптерећења мотора насталих од њихања терета при кретању.....	29
5.1.14 Избор мотора	30
6. Закључак.....	31
Литература	32

1.Увод

Развој савремених технологија транспорта знатно утиче на све више повећање превоза терета поморским путем који је нераскидиво везан са брзином операција примопредаје терета и повећањем обрта бродова у лукама. Тако су развој поморства као привредне гране и еволуција бродова наметнули потребу изградње специјализованих лучких терминала, лучке инфраструктуре и супраструктуре савремених претоварних средстава. Масовни превоз терета наметнуо је потребу за све већим бројем обрта бродова у луци и скраћењем боравка бродова, јер то утиче на трошкове и ефикасност бродова [1].



Слика 1.1 Лучки терминал

Код копнено-поморских интермодалних транспортних ланаца обезбеђује се адекватна кооперација између више видова транспорта. Значајну карику у реализацији ових транспортних ланаца представљају лучки терминали у којима се сучељавају важни саобраћајни правци друмског и железничког транспорта, и где се обавља прикупљање, претовар и припрема терета и теретних јединица. Код ових ланаца копнена транспортна средства имају функцију одвоза-довоза, а поморска средства функцију главног превозника.

Портал дизалице често премошћава саобраћајну површину по којима се крећу копнена превозна средства, тако да се процес директног претовара реализује цикличним понављањем промене дохвата стреле дизалице и ротације обртне надградње, а код индиректног претовара роба се одлаже на доку или прихвата приколицама и тракторима и одвози у складиште. [2]

Капацитет претоварног система као и његова економска оправданост зависи од правилног избора претоварних средстава, рационалног коришћења и добре организације рада. Да би избор претоварног средства био одговарајући, потребно је пре свега познавати техничко-технолошке особине различитих врста и типова претоварног средства, погодност њихове примене с обзиром на врсту и својства робе, просторне могућности, еколошку прихватљивост и економске параметре (набавну цену, експлоатацијске трошкове и трошкове одржања). Избор претоварног средства такође зависи од типа брода или терминала на који се уграђује, врсте терета којим се манипулише [1].



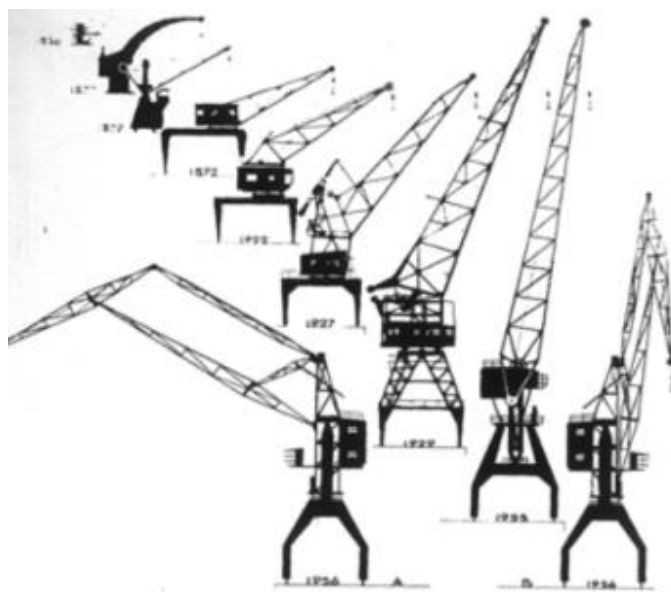
Слика 1.2 Портал кроз који пролази друмски и железнички саобраћај

Дизалице се због своје разноврсне конструкције данас користе свугде где може да се замени људски рад, а њихов циљ је ослобађања радника сувишног физичког напрезања приликом подизања и преношења разних врста терета. Не може се замислити савремена производња у било којој индустријској области без примене дизалица.

При пројектовању и експлоатацији дизалица потребно је посебно поклонити пажњу повећању њихове безбедности и њиховом прилагођавању захтевима заштите на раду у радним условима. Мора се спроводити контрола правилног коришћења дизалице, њиховог стања, а морају се и усавршавати норме и прописи прорачуна и пројектовања дизалица [1].

2. Историјски развој

Споменици материјалне културе који су откривени као резултат бројних археолошких истраживања сведоче да почетак примене дизаличних уређаја досеже све до древних цивилизација. И при веома ниском степену развоја цивилизације, човек се неизбежно сукобљава са проблемом подизања и премештања терета. Проблем је решаван примитивним направама и уређајима, која су се системски усавршавала због нараслих потреба развоја земљорадње (системи за наводњавање), грађевинарства, претовара у лукама, рударства и војне технике. Транспортни уређаји се примењују већ 5000. година [3].



Слика 2.1 Развој лучких дизалица

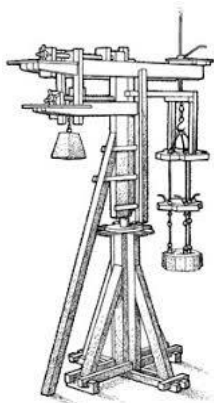
Прве писане информације о употреби дизалица у древној Грчкој појавиле су се око 530. године пре нове ере, које се тичу изградње првог храма Артемиде у Ефесу и храмова у Селину, храмова Аполона у Сиракузи и Коринту. После 515. године пре Христа кранови су били у уобичајеној употреби. Они се састоје од фиксне базе и централно постављеног крајњег уређаја за вешање, причвршћеног за покретни терет, повезани кабловима чија се напетост одржава дуж путање која се прати. Касније, око 12. века, развој трговине и поморски рад дао је утицај на даљи развој дизалица и прибор за претовар у лукама. Развој дизајна окретних дизалица је био веома важан. Најчешћа врста дизалице у 15. и 16. веку била је покретна јарболна дизалица са малом стрелом. Дизалице с јарболима имале су много употребе и детаљно их је описао Леонардо да Винчи (1452-1519). Леонардо је створио много кранова, али потребно је поменути велику прву праву окретну конзолну дизалицу која се користи за изградњу зидова кеја. Дизалица је била опремљена са два крака постављена директно један насупрот другог који се користи за постављање

камених блокова. На слици 2.2 је представљен модел окретне дизалице према Леонардовом цртежу. Модел је изложен у Националном музеју науке и технологије „Леонардо да Винчи“ у Милану [4].



Слика 2.2 Ренесанса (14 – 16 век), Италија

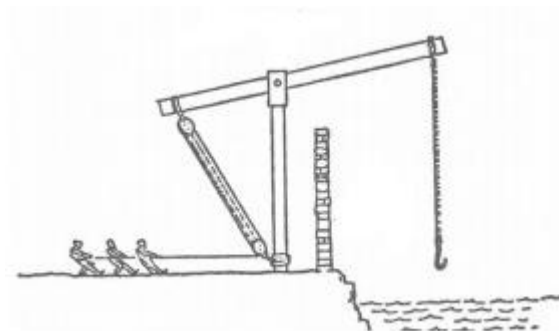
Тробрзинску дизалицу са сложеним системом зупчаника, ремена, навоја и осовина је направио Брунелески слика 2.3. Ту дизалицу је покретао један пар волова који је окретао дрвену руду. Дизалица је користила посебан конопац, дугачак 183 метра и тежак више од 450 килограма. Брунелески је правио и друге машине за подизање терета, кран од око 20 метара висине са низом контратегова и ручних стега за бочно покретање терета у тренутку када је подигнут на жељену висину.



Слика 2.3 Брунелески (Brunelleschi, Firenca, 1377-1446), робрзинску дизалица [5]

Под условом да је тачка сидришта довољно близу осовине на којој је носач окренут, могао би се пребацити око ограниченог лука док је под оптерећењем. Такав дизајн би одговарао Витрувијевом опису а можда је једноставно модификована дизалица погодна за рад на доку ради утовара и истовара бродова на које се позива. Витрувијев је описао те тешке дизалице као уметнички облик машина која убрзава рад и може да их користе само

мушкарци који су упознати са њеним радом. Користећи се овом методом радници у три реда могу подићи терет без уређаја за навијање са ограниченом количином од окретање обезбеђено променом бочних затезача. Машина се назива полипастос (има вишеструке конопци, нпр. триспастос са три ужета, дакле, ради са две горње и једном доњом ременицом), и многи мали точкови значе да је посао олакшан и јесте завршен брже. Употреба једног полипастоса је пожељна, јер се машина може претворити у жељени правац при истовару [3].



Слика 2.4 Машина полипастос

Јакоб Леуполд (1674-1727), инжењер, истраживач и директор рударских послова у Саксонији, одиграо пресудну улогу на ширење научних сазнања. Од 1724. па на даље он је написао 11 књига, покривајући све различите техничке гране науке, укључујући „Излог уређаја за подизање“. Када описује уређаје за дизање и дизалице, Леуполд се позвао назад на дизајн римског доба, средњег века, ренесансе, и укључивао је имена њихових проналазача. Леуполд описује универзалну дизалицу са витлом и тространи оквир носача и зупчаник као уређаји за дизање који се може користити у поморству као и за утовар и истовар робе слика 2.5.



Слика 2.5 Универзална дизалица са витлом

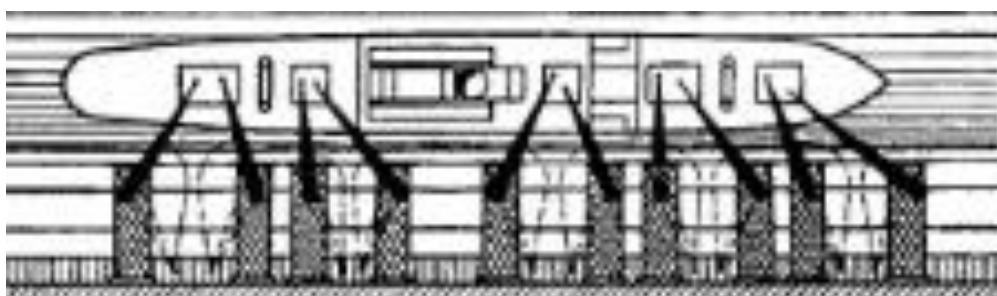
3. Обртне лучке дизалице

Портална дизалица је добила име по порталној бази. Окретни део дизалице монтира се на базу портала. База је заправо носећи део дизалице. За обављање претовара, посебно у лукама, развијене су порталне обртне дизалице са прилагођеном конструкцијом доњег постројења. Дизалица са стрелом која је везана за портал и има могућност обртања за 360 степени. Ефикасна примена ових дизалица у лукама веома је отежана потребом да се пристали брод што брже истовари-утовари, што захтева истовремени рад што већег броја дизалица и што краће путеве погона који учествују у претовару [4].



Слика 3.1 Порталне обртне дизалице са нагибном стрелом у луци

Дизалице са не нагибном стрелом морају да се међусобну размакну, да им се стреле не сударају при обртању. С тога је решење била нагибна стрела, која се пре обртања дигне-привуче дизалици, те при обртању има мали радијус па не смета суседним дизалицама. [8].



Слика 3.2 Истовар брода дизалицама са нагибном стрелом

Процес рада лучких дизалица обично се остварује помоћу четири самостална механизма:

1. механизам за дизањеи спуштање терета,
2. механизам за кретање дизалице по стази,
3. механизам за окретање дизалице,
4. механизам за промену дохвата крака дизалице [9]

Ради што бољег прилагођавања конструкције и погона дизалице режиму рада, дизалице се сврставају у четири погонске класе:

- прва погонске класа (лаки режим),
- друга погонска класа (средњи режим),
- трећа погонска класа (тешки режим),
- четврта погонска класа (врло тешки режим)

Под погонском класом дизалице подразумева се ознака категорије дизалице с обзиром на тежину услова у којима дизалица претежно ради ако је тежина услова рада изражена бројчаним вредностима одређених параметара.

Постоји више произвођача ових врста дизалица а најзначајније од њих су LIEBHERR, HÄGGLUND... Оне се баве производњом и других врста дизалица као: контејнерске, ауто дизалице, грађевинске дизалице... Њиховим производима су опремљене најзначајније светске луке, као и већи број бродова, и свуда по свету имају своје сервисе и представништва. Liebherr компанија је заступљена у 12 земаља, на 4 континента и производи много врста грађевинских машина, бродских и обалних дизалица и др.



Слика 3.3 “Liebherr” дизалице

„Häggglunds“ компанија је основана пре више од 40 година и тренутно заузима водеће место у светској поморској индустрији. Седиште компаније је у Шведској и има 20 дистрибутивних центара, 54 сервисна центра у 20 земаља света.



Слика 3.4 „Häggglunds“ дизалице

Производни центар „Häggglunds“ се налази у Меланселу у Шведској и компанија има једну од најмодернијих лабораторија у Европи „Häggglunds“ компанија се првенствено бави производњом хидрауличких постројења и доминира на европском, азијском, аустралијском и америчком поморском тржишту и индустрији. Поред тога, она учествује и у грађевинској индустрији, цементној, хемијској и рибарској индустрији. Заступљена је у великој мери у танкерској индустрији и бави се рециклирањем.

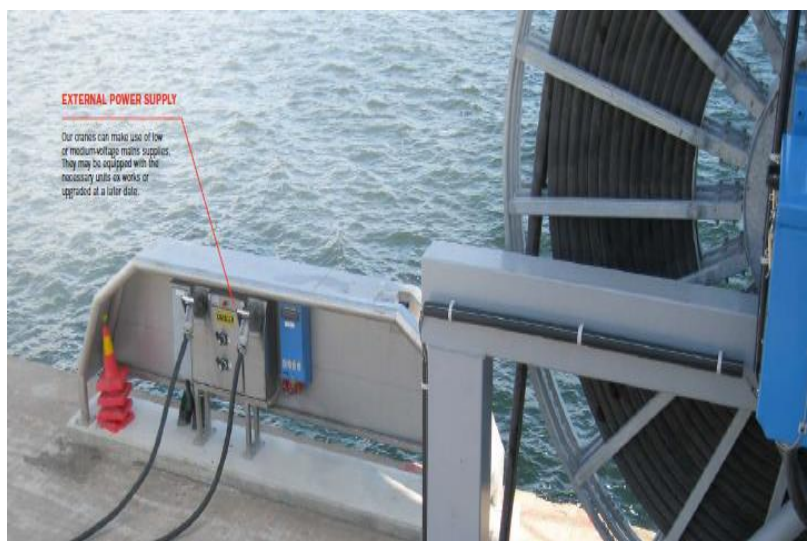
Најзначајније производи ове компаније су хидраулични мотори који се углавном уграђују на бродове који врше истраживања, на танкере, рибарице, на ро-ро бродове (углавном као покретачи рампи) и на теретне бродове. Такође „Häggglunds“ се бави производњом хидрауличких кранова који су када се испоруче механички, хидраулички и електро комплетни са свих аспеката и спремни да буду инсталирани на погодне темеље учвршћење на палуби брода, на точкове или на неком другом месту на броду или у луци.

Све механизме „Häggglunds“ дизалица (за дизање, за окретање и механизам за промену дохвата стреле) покрећу хидраулични „Häggglunds“ мотори који се напајају хидрауличним уљем под високим притиском из пумпног система који садржи засебне пумпе за сваки хидраулични круг. Хидрауличне пумпе покреће електро мотор преко система зупчаника [10].

3.1 Погон лучких дизалица

Лучке обалне дизалице најчешће користе електрични погон за покретање свих механизма на дизалици, који се показао као најбоље решење. Због већег броја предности као што су:

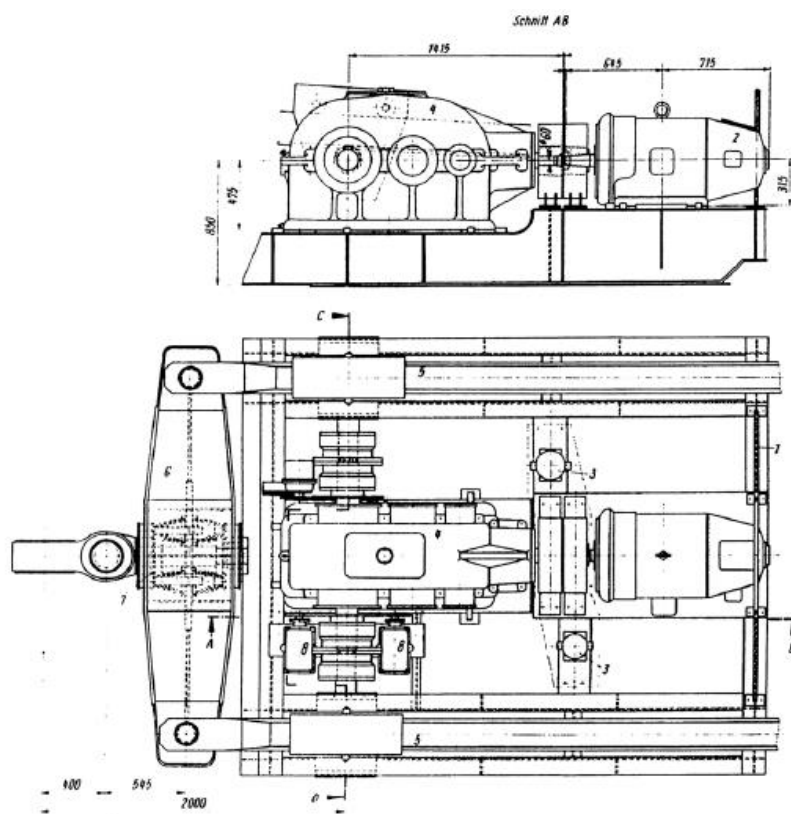
- а) једноставан довод енергије,
- б) мале димензије и сопствена маса електромотора,
- ц) лако одржавање,
- д) економичност



Слика 3.5 Напајање електричном струјом

Економичност електричног погона посебно долази до изражаја у појединачном погону где за сваки механизам дизалице постоји посебан мотор, па је тада електрични погон прилагођен условима кретања дизалице. Недостаци електричног погона су велика брзина окретања електромотора и чињеница да је ефекат електромотора ограничен степеном његовог загревања. Велике брзине окретања електромотора захтевају редукторе са великим преносним односима са којима расту и губици. Код већине лучких обалних дизалица углавном се користи трофазна наизменична струја напона $3 \times 380/220 \text{ V}$, 50 Hz . До лучких дизалица мањих носивости ова струја се доводи помоћу гуменог флексибилног кабла или на неки други адекватан начин. Код дизалица већих носивости и претоварних мостова на дизалице се доводи струја вишег напона $3 \times 10 \text{ kV}$, 50 Hz . [2]

На слици 3.6 је приказан погон промене дохвата са зупчастим летвама. Овај погон је једноставнији за израду у односу на погон са завојним вретеном, али зазори у зупчастој летви изазивају прилично велике осцилације стреле. Зупчасте летве као и завојно вретено су наизменично напрегнуте на истезање и на притисак. Притисак је најчешће при највећем дохвату када је дужина летве (која износи и више метара), односно вретена највећа [11].

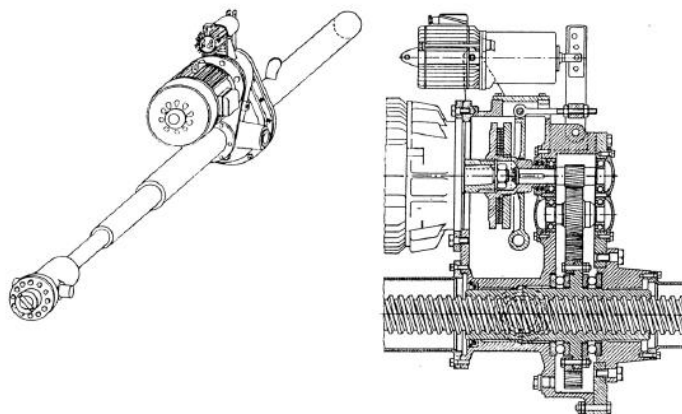


Слика 3.6 Погон промене дохвата са зупчастим летвама за дизалицу са дуплом стрелом

1. костур,
2. мотор,
3. две кочнице са електрохидрауличним подизачима,
4. редуктор,
5. две зупчасте летве,
6. траверза,

7. вучна летва са еластичним системом за пригушивање осцилација,
8. граничник

На слици 3.7 је приказан систем са завојним вретеном. Овај систем тражи велику тачност израде иначе врло дугачког, завојног вретена и навртке. Ако у току експлоатације додје до већег хабања, повећани зазори између навртке и вретена изазивају нежељене осцилације, које пак повратно повећавају већ започето хабање вретена [11].



Слика 3.7 Погон промене дохвата са завојним вретеном

Може да се закључи да је конструкција механизма за промену дохвата, окретања и дизања разноврсна и врло сложена. С обзиром на еластичну конструкцију, промењива оптерећења, притисак ветра, љуљања терета, центрифугалне силе при обртању, инерцијалне силе, прорачун снаге механизма за промену дохвата и обртање је такође један врло сложен проблем. Прописи дају само које утицајне величине треба узети у прорачун, а коко их узети то се оставља конструкторима на избор. При прорачуну снаге механизма за обртање и промену дохвата узима више положаја (обично 4 - 6) и израчунава средња квадратна снага као меродавна:

$$P = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + P_3^2 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 \dots}} \quad (3.1)$$

где су:

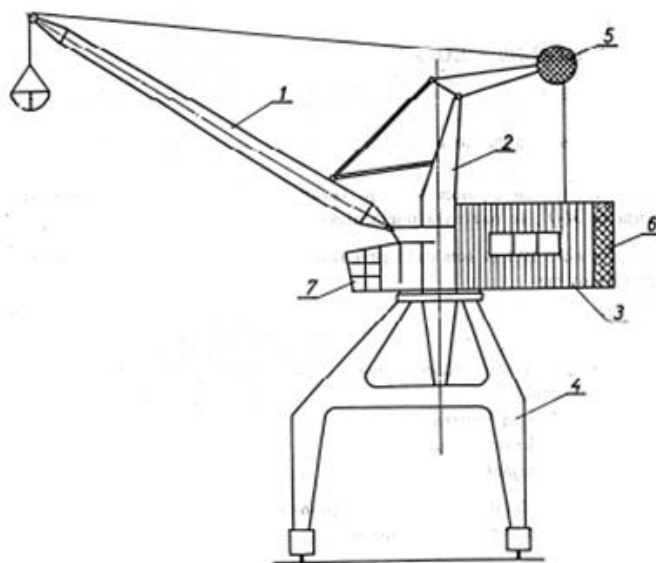
P_i – потребне снаге за савлађивање свих отпора за карактеристичне величине терета

Q_i и положаје (дохвате) x_i

t_i одговарајућа времена рада снаге P_i

4. Дизалични механизми

Носећа конструкција портално обртних дизалица се састоји из портала, за који је причвршћен обртни део-стуб са стрелом и машинском кућицом са механизмима. Носећа конструкција лучких дизалица се најчешће израђује од челика, према стандардима који се односе на потребну чврстоћу, стабилност, трајност и сигурност при раду. Конструкција лучке обалне дизалице може бити изведена од: решеткастих носача, челичног лима завареног у облику кутије и од цеви. На слици 4.1 приказан је општи изглед порталне дизалице.



Слика 4.1 Шематски приказ порталне дизалице

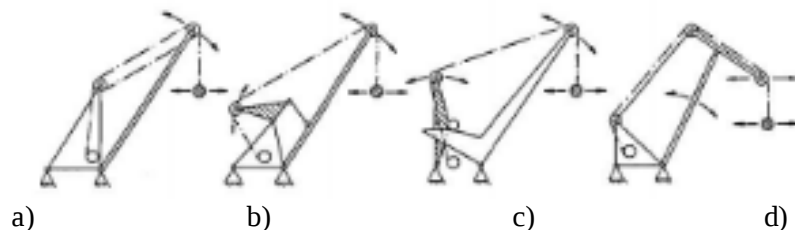
Ознаке на слици представљају:

- 1 - стрела
- 2 - стуб
- 3 - кабина са механизмима
- 4 - портал
- 5 - покретни контратег
- 6 - непокретни контратег
- 7 - управљачка кабина

Механизми лучких порталних дизалица служе за извођење разних кретања дизалице као сложеног механизма. По правилу, механизми могу радити независно једни од других. Међутим, квар било којег механизма често онемогућава рад целе дизалице и практично постају неупотребљиви и остали механизми дизалице [12].

4.1 Стреле

Дизање стреле значи истовремено дизање и терета окаченог преко врха стреле. Мотор погона мора да савлада и тежину терета, што захтева много већу снагу и знатно дуже траје. Стога су развијени систем WIPовања, који обезбеђује да се при промени нагиба стреле не мења висина терета, чиме се не троши снага за дизање стреле, која је уравнотежена противтегом те мотор погона нагињања савлађује отпоре кретања. Основна идеја система виповања је да на неки начин обезбеде да се при дизању стреле истовремено одговарајуће спушта терет и обрнуто.



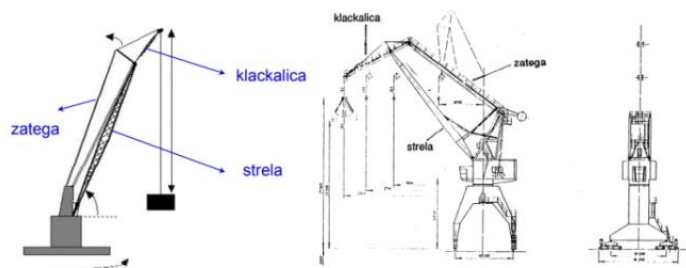
Слика 4.2 Систем WIPовања стреле

- а) Котурача у погону подизања
- б) Нагибном полугом
- ц) Криволинијском стрелом
- д) Двоструком стрелом (крутом затегом)

У погону дизања између врха стреле и дизалице обезбеђује се да при дизању стреле скраћењем котураче пребаци преко врха стреле према терету онолико ужета колико је потребно да би терет задржао исту висину. При томе се постиже да резултанта сила у крацима ужета за дизање делује у оси на врх стреле, па је оптерети на притисак без савијања. Нагињање стреле врши се зупчастом летвом, навојним вretenом или хидроцилиндром.

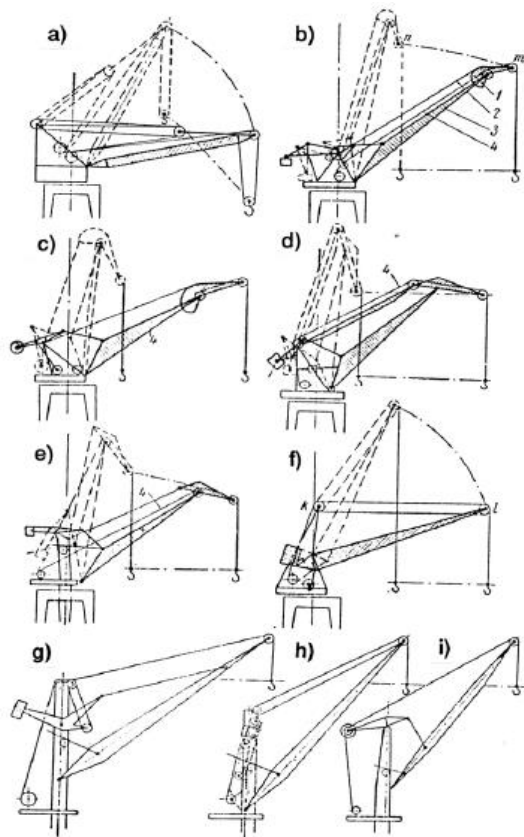
4.1.1 Порталнообртна дизалица са дуплом стрелом

Код дизалица са такозваном дуплом стрелом, која уствари има три елемента у својој конструкцији: притиснут стуб (стрелу), затегнути стуб и клацкалицу. Овим се постиже боље хоризонтално кретање терета него код дизалица са обичном стрелом. Изглед порталнообртне дизалице са стрелом је приказан на слици 4.3.



Слика 4.3 Порталнообртна дизалица са дуплом стрелом [12]

Код дизалица са дуплом стрелом ово се постиже избором геометријских величина стуба, пристиснуте стреле, затегнуте стреле и клацкалице, а код дизалица са обичном стрелом помоћу компензационих катурача смештених између врха стуба и стреле. На слици 4.4 дат је већи број конструктивних решења стреле, са системима за промену дохвата и за уравнотежење.

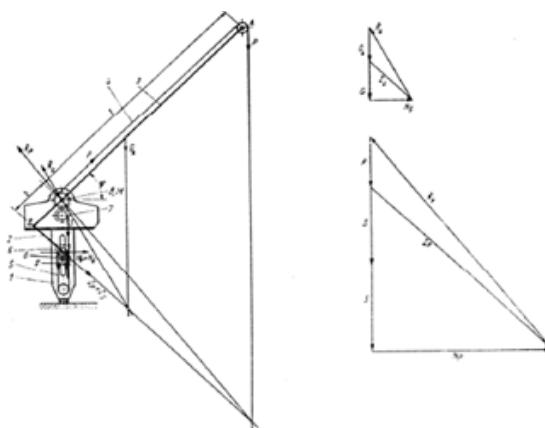


Ознаке представљају:

- а) Обична конструкција са катурачама
- б) и ц) Конструкције са специјалним обликом клацкалице и еластичном затегом
- д) уобичајена конструкција дупле стреле са клацкалицом
- е) дупла стрела са еластичном затегом
- ф), г), х), и) обична стрела са компензационим катурачама.

Слика 4.4 Шеме конструкције стреле

Може се закључити да је код порталнообртних дизалица решење система за хоризонтално вођење терета и система за уравнотежење терета и стреле врло значајно. Једно специфично решење за уравнотежење са контратегом у стубу дизалице приказано је на слици 4.5.



Слика 4.5 Систем уравнотежења са тегом у стубу

Ознаке наведена на слици 4.5 означавају:

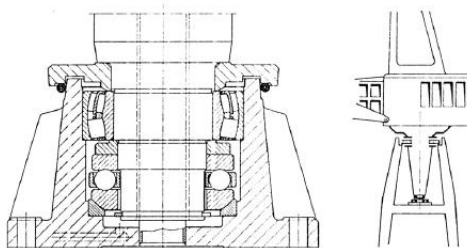
1. стуб,
2. вучна летва,
3. стрела,
4. главно уже,
5. помоћно уже,
6. контратег,
7. помоћни добош погона,
8. обртна тачка стреле

4.2 Стуб порталне дизалице

Основу окретног дела чини стуб који се преко лежаја усађује у портал, а на њега се поставља управљачка кабина са кућиштем за погонске механизме дизалице.

Улежиштење стуба се изводи на два начина:

1. укљештење стуба у две равни портала
2. укљештење стуба у једној равни портала, преко великог радиаксијалног лежаја

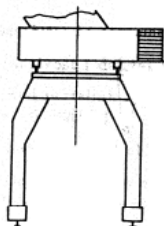


Слика 4.6 Укљештење обртног стуба у портал и конструктивно решење доњег улежиштења стуба

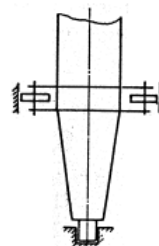
Доњи лежај прима силе у вертикалној равни (маса стуба, стреле, терета, машинске кућице са механизмима) и силе од момената у хоризонталној равни. Горњи ослонац стуба, прекохоризонталних точкова прима само хоризонталне силе које се преносе на портал, преко тзв. прстена портала. [12]. Код порталних дизалица, најчешће је стуб окретан.

Генерално, окретни делови порталних дизалица се ослањају:

- а) на кружну шину која је уграђена на порталу (слика 4.7)
- б) или се окрећу помоћу непокретног или покретног стуба (слика 4.8)



Слика 4.7 Кружна шина на порталу



Слика 4.8 Окретни стуб

4.3 Портал лучких дизалица

Лучке порталне дизалице се најчешће изводе са четири или са три ослонца (слика 4.9). Решење са четири ослонца се примењуј чешће из разлога веће стабилности дизалице.



а) три ослонца



б) четири ослонца

Слика 4.9 Портал лучких дизалица

Извођење постоља лучке дизалице у облику портала се показало најбољим техничким решењем за технолошке процесе рада на обали и због потребе за што бољим искоришћењем често уских оперативних површина.

4.4 Управљачка кабина

Кабина је ергономски дизајнирана за оператора са прилагођеним контролама, високе видљивости за побољшање ефикасности и безбедности. Управљачка кабина садржи и контролну таблу са разним прекидачима, контролним тастерима и сигналним лампама.

Садржи две управљачке полуге, једну за механизам за подизање, а другу за механизам за окретање и промену домета носача.



Слика 4.10 Управљачка кабина [1]

4.5 Уређаји за вешање терета

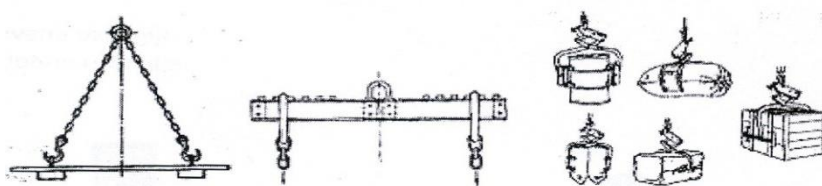
Сви уређаји за вешање терета морају да буду израђени од квалитетног материјала, снабдевени уверењем о њиховом испитивању, а морају и да имају трајну ознаку њихове носивости. Ако се дизалица користи за транспорт различитих врста материјала онда она мора бити снабдевена универзалним средством за ношење, а терет се о то средство окочи помоћним носећим средством. У уређаје за вешање терета спадају куке, грабилице, клешта, платформе, траверзе, узенгије и електромагнет.

Кука је универзално и најраспрострањеније средство за вешање терета слика 4.12. Куке се израђују поступком ковања или пресовања од квалитетног челика. Ливење је забрањено због нехомогености у материјалу. Куке за вешање терета се израђују према одговарајућим стандардима и бирају се према терету који се подиже. Свака кука на дизалици мора имати доказ о квалитету који даје произвођач. Неке куке, код којих постоји могућност испадања терета, опремају се такозваним заптивачима. Ти заптивачи имају задатак да спрече испадање терета [8].



Слика 4.12 Двострана кука

За везивање и вешање расутог терета употребљавају се теретне платформе, разна клешта и хватачи, носеће греде, траверзе. Ова средства треба да омогуће лако и брзо вешање и скидање терета. Ова средства треба да имају малу сопствену тежину.



Слика 4.13 Теретне платформе, разна клешта и хватачи, носеће греде, траверзе

Грабилице представљају средства која се користе за пренос велике количине растреситих материјала, изглед једне грабилице је дат на слици 4.14. Грабилице су транспортне посуде које имају велику сопствену тежину због чега се самостално пуне, али се због тога смањује корисна носивост дизалице. То представља велики недостатак грабилица, па се због тога приликом примене грабилица мора водити рачуна о њеној сопственој тежини и она се мора узети у обзир приликом одређивања носивости дизалице. Грабилице морају имати уређај за затварање и отварање чељусти. Код грабилице је утиснута запремина

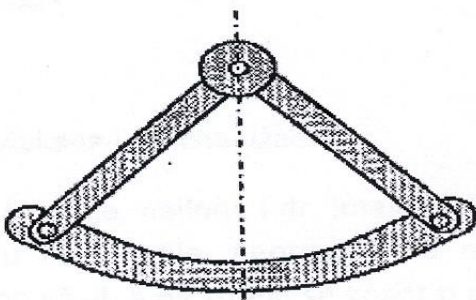
грабилице. Према начину како се чељусти грабилице отварају и затварају деле се на: грабилице са једним и два ужета, моторне и специјалне [10].



Слика 4.14 Грабилица

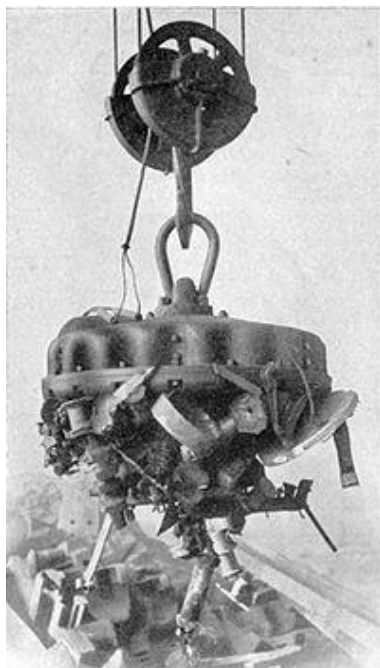
Код подизања веома великих терета не користе се куке него узенгије која је приказана на слици 4.15. На узенгији се мора налазити утиснута ознака носивости. При коришћењу узенгија и њиховом везивању за носеће уже морају бити испуњени сви услови у погледу сигурности. Употребљавају се две врсте узенгија:

1. коване узенгије
2. зглобне узенгије



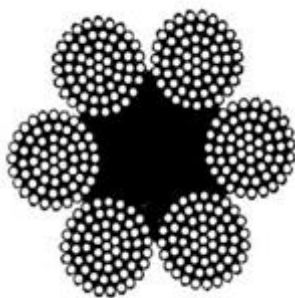
Слика 4.15 Узенгија

Електромагнет се користи за подизање и премештање материјала са магнетним особинама (лимови, профили, струготина и др.) као на слици 4.16. Предност коришћења електромагнета је та што се при раду са њима не троши време на везивање и одвезивање терета. Код подизања терета магнетом, не троши се време на манипулацију. Електромагнет има велику сопствену тежину, а приликом нестанка струје у електромагнету терет се отпушта, што представља велики недостатак. Због тога се зона дизалице са електро магнетом мора оградити због заштите лица у околини дизалице. Да би се спречило падање терета услед прекида електричне енергије, примењује се аутоматско укључивање уређаја за снабдевање електромагнета.



4.16 Подизање терета помоћу електромагнета

Челична ужад имају велику примену код дизалица. Користе се за ношење или везивање терета, вучу или затезање уређаја дизалица или делова дизалица. Челична ужад представљају један од најодговорнијих елемената на дизалици па због тога је потребно да се њиховом избору, коришћењу и одржавању посвети велика пажња како би се избегле све последице које могу да проузрокују велике материјалне штете и угрозе животе људи.



4.17 Попречни пресек челичног ужета

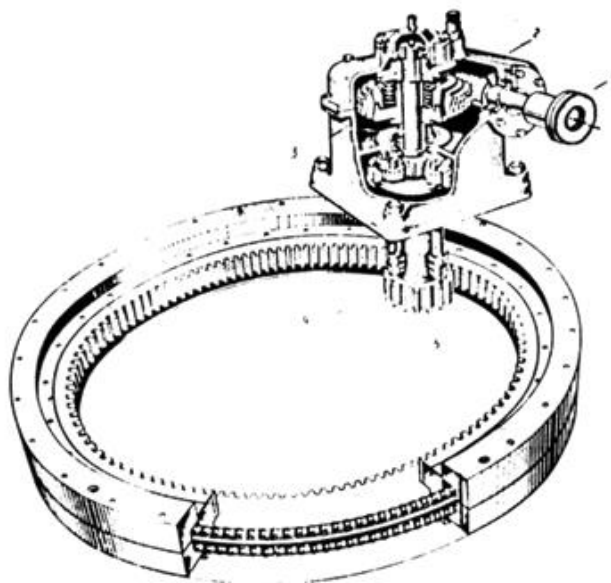
5. Прорачун погонских механизма портално-обртне дизалице

5.1 Општи подаци за прорачун

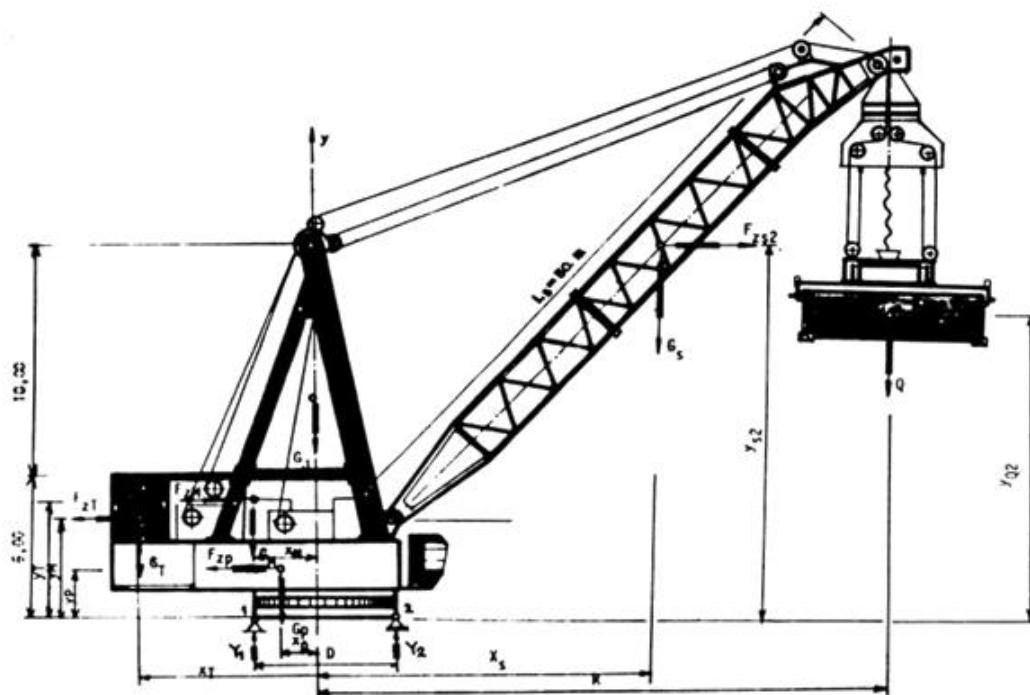
Прорачунати потребну снагу погонског механизма за окретање порталне – обртне дизалице носивости $m=20(t)$ и називне брзине окретања $n=1.25$ (o/min). Погон се остварује помоћу четири погонске јединице. Положај једне погонске јединице је показан на слици 5.1. Општа платформа дизалице приказана је на слици 5.2. Прорачуном димензионисати моторе за рад при ветру брзине 70 (km/h) [13].

Остали технички подаци:

Маса стреле дизалице	$m_s=15000$ kg
Дужина стреле	$L=50$ m
Највећи нагиб стреле	76°
Најмањи нагиб стреле	55°
Површина контуре стреле	$A_s=100$ m ²
Највећи дохват дизалице	$R_{\max}=31,5$ m
Најмањи дохват дизалице	$R_{\min}=15$ m
Маса платформе	$m_p=40000$ kg
Положај тежишта платформе у односу на осу ротације	$x_p=2.0$ m
Маса машинске опреме у машинској кућици	$m_M=30000$ kg
Положај тежишта машинске опреме у односу на осу	$X_{M1}=4.0$ m
Положај тежишта површине машинске кућице изложене деловању ветра	$X_{M2}=2,5$ m
Маса противтега за уравнотежење стрела	$m_T=85000$ kg
Положај тежишта противтега у односу на осу ротације	$X_T=6,0$ m
Маса јарбола	$m_j=15000$ kg
Положај тежишта јарбола	$x_j=0$ m
Површина јарбола изложена ветру	$A_j=20$ m ²
Дужина контејнера	$L_k=12,190$ m



Слика 5.1 Погон окретања у склопу



Слика 5.2 Геометријски подаци за прорачун дизалице

5.1.1 Прорачин положаја нападних линија центрифугалних и инерцијалних сила

Угаона брзина ротације дизалице:

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n}{g} = \frac{3,14 \cdot 1,25}{9,81} = 0,1309 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (5.1.1)$$

Положај терета у стању мировања на највећем дохвату: $R=31,5 \text{ m}$

Положај терета у стању мировања на најмањем дохвату: $R=15 \text{ m}$

Висина обешеног терета $y=25 \text{ m}$. Положај терета при његовој ротацији:

$$r_{Q1} = \frac{R_{\min}}{1 - \frac{y\omega_0^2}{g}} = \frac{15}{1 - \frac{25 \cdot 0,1309^2}{9,81}} = 15,685 \text{ m} \quad (5.1.2)$$

$$r_{Q2} = \frac{R_{\max}}{1 - \frac{y\omega_0^2}{g}} = \frac{31,5}{1 - \frac{25 \cdot 0,1309^2}{9,81}} = 32,938 \text{ m} \quad (5.1.3)$$

Коефицијент k је међувеличина у овом прорачуну и за његово одређивање потребно је познавати положај улежиштења стреле ($r_0=3,00 \text{ m}$), положај тежишта стреле ($r_{TS1}=10 \text{ m}$, $r_{TS2}=19,60 \text{ m}$), и положај врха стреле ($r_1=15 \text{ m}$, $r_2=31,50 \text{ m}$).

$$k_1 = \frac{3r_{TS} - r - 2r_0}{2r + r_0 - 3r_T} = \frac{3 \cdot 10 - 15 - 2 \cdot 3}{2 \cdot 15 + 3 - 3 \cdot 10} = 3 \quad (5.1.4)$$

$$k_1 = \frac{3r_{TS} - r - 2r_0}{2r + r_0 - 3r_T} = \frac{3 \cdot 19,6 - 31,5 - 2 \cdot 3}{2 \cdot 31,5 + 3 - 3 \cdot 19,6} = 2,96 \quad (5.1.5)$$

$$r_{S1} = \frac{r^2((r+r_0)) + k(3r-r_0)}{2(r-r_0)(r+2r_0+k(2r+r_0))} = \frac{225(15+3) + 3 \cdot (3 \cdot 15 - 3)}{2 \cdot (15-3)(15+2 \cdot 3 + 3 \cdot (2 \cdot 15 + 3))} = 11,25 \text{ m} \quad (5.1.6)$$

$$r_{S2} = \frac{992,25 \cdot (31,5+3) + 2,96 \cdot (3 \cdot 31,5 - 3)}{2 \cdot (31,5-3)(31,5+2 \cdot 3 + 2,96 \cdot (2 \cdot 31,5 + 3))} = 22,80 \text{ m} \quad (5.1.7)$$

5.1.2 Одређивање центрифугалних сила окретних елемената дизалице

Центрифугална сила на врху стреле од терета:

$$F_{zQ} = m_Q \cdot r_Q \cdot \omega_0^2 [\text{kN}] \quad (5.1.8)$$

$$F_{zQ} = 20 \cdot 15 \cdot 685 \cdot 0,01713 = 5,75 \text{ kN}$$

$$F_{zQ} = 20 \cdot 32 \cdot 938 \cdot 0,01713 = 11,57 \text{ kN}$$

Центрифугална сила стреле:

$$F_{zS} = m_S \cdot r_S \cdot \omega_0^2 \quad (5.1.9)$$

$$F_{zS1} = 15 \cdot 10 \cdot 0,01713 = 3,28 \text{ kN}$$

$$F_{zS2} = 15 \cdot 19,60 \cdot 0,01713 = 6,394 \text{ kN}$$

Центрифугална сила контатега:

$$F_{zT} = m_T \cdot x_T \cdot \omega_0^2 \quad (5.1.10)$$

$$F_{zT} = 85 \cdot 6,0 \cdot 0,01713 = 8,74 \text{ kN}$$

Центригугална сила машинске кућице:

$$F_{zM} = m_M \cdot x_M \cdot \omega_0^2 \quad (5.1.11)$$

$$F_{zM} = 30 \cdot 4,0 \cdot 0,01713 = 2,05 \text{ kN}$$

Центрифугална сила платформе:

$$F_{zP} = m_P \cdot x_P \cdot \omega_0^2 \quad (5.1.12)$$

$$F_{zP} = 40 \cdot 2,0 \cdot 0,01713 = 1,37 \text{ kN}$$

Центрифугална сила јарбола је једнака 0 јер лежиште јарбола лежи на оси ротације.

5.1.3 Одређивање инерцијалних сила обртних елемената дазалице

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon_0 = \frac{\omega_0}{t_u} = \frac{0,1309}{7,50} = 0,01745 \text{ rad/s}^2 \quad (5.1.13)$$

Усвојено време убрзања за прорачун је 7.50 s.

Инерцијална сила стреле у максималном и минималном дохвату:

$$F_{IS1} = m_S \cdot r_{TS1} \cdot \varepsilon_0 = 15 \cdot 11,25 \cdot 0,01745 = 4,91 \text{ kN} \quad (5.1.14)$$

$$F_{IS2} = m_S \cdot r_{TS2} \cdot \varepsilon_0 = 15 \cdot 22,80 \cdot 0,01745 = 9,95 \text{ kN} \quad (5.1.15)$$

Инерцијалне силе од терета:

$$F_{IQ1} = m_Q \cdot r_{Q1} \cdot \varepsilon_0 = 20 \cdot 15,685 \cdot 0,01745 = 10,95 \text{ kN} \quad (5.1.16)$$

$$F_{IQ2} = m_Q \cdot r_{Q2} \cdot \varepsilon_0 = 20 \cdot 32,938 \cdot 0,01745 = 22,995 \text{ kN} \quad (5.1.17)$$

Инерцијална сила контратега:

$$F_{IT} = m_T \cdot x_T \cdot \varepsilon_0 = 30 \cdot 6,0 \cdot 0,01745 = 3,141 \text{ kN} \quad (5.1.18)$$

Инерцијалне силе машинске кућице:

$$F_{IM} = m_M \cdot x_M \cdot \varepsilon_0 = 30 \cdot 4,0 \cdot 0,01745 = 2,09 \text{ kN} \quad (5.1.19)$$

Инерцијална сила платформе:

$$F_{Ip} = m_p \cdot x_p \cdot \varepsilon_0 = 40 \cdot 2,0 \cdot 0,01745 = 1,396 \text{ kN} \quad (5.1.20)$$

Тангенцијално убрзање терета у највећем дохвату:

$$a_T = R_{\max} \cdot \varepsilon_0 = 31,50 \cdot 0,01745 = 0,55 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (5.1.21)$$

Утицај осталих делова система (ужад, спредер) нису третирани прорачуном, делом што су мање утицајни, делом што увећавају прорачун.

5.1.4 Одређивање момената отпора окретању од сила инерције окретних делова дизалице

Моменти од стреле у највећем и намањем дохвату:

$$M_{IS1} = F_{IS1} \cdot r_{TS1} = 4,91 \cdot 11,25 = 55,237 \text{ kNm} \quad (5.1.22)$$

$$M_{IS2} = F_{IS2} \cdot r_{TS2} = 9,95 \cdot 22,80 = 226,86 \text{ kNm} \quad (5.1.23)$$

Моменти од терета:

$$M_{IQ1} = F_{IQ1} \cdot r_{Q1} = 10,95 \cdot 15,685 = 171,75 \text{ kNm} \quad (5.1.24)$$

$$M_{IQ2} = F_{IQ2} \cdot r_{Q2} = 22,995 \cdot 32,938 = 754,41 \text{ kNm} \quad (5.1.25)$$

Моменти од контратега:

$$M_{IT} = F_{IT} \cdot x_T = 8,90 \cdot 6,0 = 53,4 \text{ kNm} \quad (5.1.26)$$

Моменти од машинске кућице:

$$M_{IM} = F_{IM} \cdot x_M = 2,09 \cdot 4,0 = 8,36 \text{ kNm} \quad (5.1.27)$$

Моменти од платформе дизалице:

$$M_{IP} = F_{IP} \cdot x_P = 1,39 \cdot 2,0 = 2,79 \text{ kNm} \quad (5.1.28)$$

Максимално потребна електрична снага за савлађивање инерцијалних отпора:

$$P_{Elmax} = \frac{M_{I\max} \cdot \omega_0}{g} = \frac{1048,8 \cdot 0,1309}{0,90} = 152,54 \text{ kW} \quad (5.1.29)$$

5.1.5 Одређивање сила притисака ветра на окретне површине дизалице

Користећу специфични притисак ветра за брзину струјања од 70 (km/h)

$$q_0 = \frac{V_0^2}{16} = \frac{\left(\frac{70}{3,6}\right)^2}{16} = 0,23 \text{ kN/m}^2 \quad (5.1.30)$$

Коефицијент сишућег и турбулентног струјања ветра око просторе и решеткасте конструкције косе стреле $C_1=1,2$ ($A_s/A_k=0,25$). Коефицијент сишућег и турбулентног струјања ветра за остале равне површине окретних делова дизалице $C_2=1,6$.

Сила ветра на терету:

$$F_{WQ} = q_0 \cdot A_Q = 0,23 \cdot 30,5 = 7,07 \text{ kN} \quad (5.1.31)$$

Сила на стрели:

$$F_{Ws} = C_1 \cdot q_0 \cdot A_s = 1,2 \cdot 0,23 \cdot 25 = 6,90 \text{ kN} \quad (5.1.32)$$

Сила на тегу, платформе и машинској кућици укупно:

$$F_{W(TPM)} = C_2 \cdot q_0 (A_T + A_P + A_M) = 1,6 \cdot 0,23 \cdot 60 = 22,25 \text{ kN} \quad (5.1.33)$$

Сила ветра на јарболу:

$$F_{WJ} = C_2 \cdot q_0 \cdot A_J = 1,6 \cdot 0,23 \cdot 20 = 7,42 \text{ kN} \quad (5.1.34)$$

5.1.6 Моменти дејства ветра за осу ротације дизалице

Момент од терета:

$$M_{WQ1} = F_{WQ} \cdot R_{\max} = 7,07 \cdot 31,5 = 222,7 \text{ kNm} \quad (5.1.35)$$

$$M_{WQ2} = F_{WQ} \cdot R_{\min} = 7,07 \cdot 15 = 106 \text{ kNm} \quad (5.1.36)$$

Момент од стреле:

$$M_{WS1} = F_{Ws} \cdot r_{\max} = 6,9 \cdot 17,25 = 119,02 \text{ kNm} \quad (5.1.37)$$

$$M_{WS2} = F_{Ws} \cdot r_{\max} = 6,9 \cdot 9,0 = 62,1 \text{ kNm} \quad (5.1.38)$$

Момент ветра од тега платформе и машинске кућице:

$$M_{W(TPM)} = F_{W(TPM)} \cdot r_{sr} = 22,25 \cdot 2,5 = 55,6 \text{ kNm} \quad (5.1.39)$$

Момент ветра од јарбола:

$$M_{WJ} = F_{WJ} \cdot r_J = 7,42 \cdot 0,50 = 3,71 \text{ kNm} \quad (5.1.40)$$

Укупан збир свих највећих отпора услед дејства ветра је 401,05 kNm.

Максимална потребна снага за савлађивање ових отпора:

$$P_{EW} = \frac{\sum M_{Wi} \cdot \omega_0}{g} = \frac{401,05 \cdot 0,1309}{0,90} = 58,33 \text{ kW} \quad (5.1.41)$$

5.1.7 Одређивање отпора ослонаца у обртном лежишту дизалице

Дизалица се ослања на специјални ROTHE-ERDE лежај RD 900/16, пречника D=4000mm. Отпор у ослонцу обрног лежаја чине четири унакрсне аксијалне силе (Y_1 , Y_2 , Y_3 , Y_4) које вертикално подупиру обртни део дизалице. Прве две силе леже у равни а друге две леже у вертикалној равни и уравнотежавају инерцијалне силе при његовом покретању и силе

притиска ветра. Да се окретни део дизалице не би померао у равни постављен је отпор у ослонцу 1 (X_1), а у равни управној отпор ослонца (X_3).

Прорачуном је узет положај дејства иерцијалне, центрифугалне и силе ветра на месту самог терета) с обзиром да је при максималном дохвату дизалице терет у највишем положају а уграђен спедер и хидраулични амортизер њихања обезбеђују готово круту везу дизалице са теретом). Због једноставности навођења, положај тежишта површина изложених ветру узети су да се поклапају са положајима тежишта обртних елемената. Положај тежишта дејста ветра на платформу, машинску кућицу и тег је одређен редукацијом на тежиште заједничке површине ($Y_{sr}=3,33 \text{ m}$) [12].

Одређивање отпора ослонца у равни $x - y$:

$$\sum Y_i = Q - G_S - G_J - G_P - G_M - G_T - Y_1 - Y_2 \quad (5.1.42)$$

$$= -392,4 - 245 - 147 - 392,4 - 294 - 834 - Y_1 - Y_2$$

$$\sum M_1 = 0 \quad Q(R_{\max} + \frac{D}{2}) + F_{ZQ2}Y_Q + G_S \left(X_{S2} + \frac{D}{2} \right) + F_{ZS2}Y_S + G_J \frac{D}{2} - \quad (5.1.43)$$

$$F_{ZP}Y_P - Y_2 D - G_M X_M - F_{ZM}Y_M - G_T X_T - F_{ZT}Y_T = 0$$

$$392,4 \cdot 33,5 + 22,57 \cdot 25 + 245 \cdot 19,25 + 8,349 \cdot 20,5 + 147 \cdot 2,0 - 1,37 \cdot 1,0 - Y_2 \cdot 4,0 - 294 \cdot 4,0 - 2,05 \cdot 4,0 - 834 \cdot 6,0 - 8,74 \cdot 5,0 = 0$$

$$\sum X_i = 0 \quad F_{ZQ2} + F_{ZS2} - F_{ZP} - F_{ZM} - F_{ZT} - X_1 \quad (5.1.44)$$

$$= 22,57 + 8,394 - 1,37 - 2,05 - 8,74 - X_1$$

Решења система су: $Y_1=859,88(\downarrow)$; $Y_2=3164,68(\uparrow)$; $X_1 = 18,8(\leftarrow)(\text{kN})$

Одређивање отпора ослонца у вертикалној равни, управну на предходну раван, ($y-z$)

$$\sum Z_i = 0 \quad (F_{WQ} + F_{IQ2}) + (F_{WS} + F_{IS2}) + F_{WJ} - F_{IT} + F_{W(PTM)} - F_{IM} \quad (5.1.45)$$

$$- F_{IP} - Z_3 = 0$$

$$(7,07+34,46)+(6,9+14,91)+7,42-8,74+22,25-3,14-2,09-Z_3=0$$

$$\sum M_4 = 0 \quad (F_{WQ} + F_{IQ2})Y_Q + (F_{WS} + F_{IS2})Y_{S2} + F_{WJ}Y_J - F_{IT}Y_T \quad (5.1.46)$$

$$+ F_{W(PTM)}Y_{sr} - F_{IM}Y_M - F_{IP}Y_P - Y_4 D = 0$$

$$(0,07 + 34,46) \cdot 25 + (6,9 + 14,91) \cdot 20,5 + 7,42 \cdot 8,0 - 8,74 \cdot 5,0 + 22,25 \cdot 3,33 - 3,14 \cdot 4,0 - 2,09 \cdot 1,0 - Y_4 \cdot 4,0 = 0 \quad (5.1.47)$$

$$\sum Y_i = 0 \quad Y_3 - Y_4 = 0$$

Решења овог система су: $Y_3=390,11$ (↓); $Y_4 = 390,11$ (↑); $Z_3 = 79,04$ (←)(kN).

Укупна вертикална сила на лежају:

$$F_{Vmax} = Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 = 2304,8 \text{ kN} \quad (5.1.48)$$

Укупнаа хоризонтална сила на лежају:

$$F_{Hmax} = (X_1^2 + Z_3^2)^{1/2} = 81,2 \text{ kN} \quad (5.1.49)$$

Укупан момент савијања за координатни почетак – средиште лежаја:

$$M_f = \sqrt{(M_z^2 + M_x^2)} = \frac{D}{2} \sqrt{(Y_1 + Y_2)^2 + (Y_3 + Y_4)^2} = 8200 \text{ kNm} \quad (5.1.50)$$

Према овим вредностима је из каталога изабрано ROTHE-ERDE лежиште RD 900/16

5.1.8 Одређивање отпора трења

$$M_{TR} = 0,5 \cdot \eta \cdot D [F_v]_{max} = 0,5 \cdot 0,0025 \cdot 4 \cdot 3164,68 = 15,82 \text{ kNm} \quad (5.1.51)$$

Коефицијент трења је узет за лежајеве са ваљкастим котрљајућим елементима.

5.1.9 Одређивање инерцијалних отпора ротирајућих маса дизалице

Преглед досад добијених потребних снага:

Снага потребна за савлађивање сталних отпора:

$$P_{TR} = \frac{M_{TR} \cdot \omega_0}{\eta} = 2,3 \text{ kW} \quad (5.1.52)$$

Снага потребна за савлађивање отпора ветра $P_w=58,33 \text{ kW}$

Снага потребна за савлађивање инерцијалних отпора $P_i=152,54 \text{ kW}$

Предпостављени средњи коефицијент оперативног преоптерећења мотора у периоду убрзања $\psi = 2$.

$$P = \frac{(P_{TR} + P_w + P_i)}{\eta} = \frac{1,5 \cdot 4,28 \cdot 101,05^2}{10^3 \cdot 7,5} = 8,74 \text{ kW} \quad (5.1.53)$$

Прва већа стандардна снага је 4x28 (kW) чему одговара момент инерције једног ротора мотора: $J_1=1,07 \text{ (kgm}^2\text{)}$, а укупно $4J_1=J=4,28 \text{ (kgm}^2\text{)}$

Број окретања припадајућег мотора $n_1=965 \text{ (o/min)}$, а угаона брзина

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = 101,05 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \quad (5.1.54)$$

Потребна снага за савлађивање инерцијалних отпора ротирајућих маса погонског система за окретање дизалице:

$$P_I^R = \frac{1,5 \cdot J \cdot \omega_1^2}{10^3 \cdot t_u} = \frac{1,5 \cdot 4,28 \cdot 101,05^2}{10^3 \cdot 7,5} = 8,74 \text{ kW} \quad (5.1.55)$$

$$M_I^{R2} = 9550 \cdot \frac{P}{n_D} = 9,55 \cdot \frac{8,74}{1,25} = 66,77 \text{ kW} \quad (5.1.56)$$

5.1.10 Одређивање радне учестаности механизма за окретање и броја укључења на час

Механизам за окретање је класификован у 2m погонску групу према FEM стандардима и припадајућа радна учесталост је $\epsilon_d = 20\%$. Трајање једног радног циклуса је $T_c = 900 \text{ (s)}$. Број радних циклуса на сат:

$$C=3600/900=4[\text{cikl/h}] \quad (5.1.57)$$

Усвајајући број радних укључења $Z_n = 2$ и корекционих $Z_k=2$, број укључења механизма на сат:

$$Z = (Z_n + Z_k) \cdot C = (2 + 2) \cdot 4 = 16 \frac{\text{uklj}}{\text{h}} \quad (5.1.58)$$

5.1.11 Одређивање средње квадратне снаге статичких отпора мотора

$$M_w = 0,70 \cdot M_w = 0,70 \cdot 401,05 = 280,735 \text{ kNm} \quad (5.1.59)$$

$$P_{ST}^{sk} = \frac{(M_{TR} + M_W^{sk}) \cdot \omega_0}{\eta} = \frac{(15,82 + 280,735) \cdot 0,1309}{0,9} = 43,13 \text{ kW} \quad (5.1.60)$$

Обухватајући и радне услове дизалице, средња квадратна статичка снага мотора:

$$P_{MST}^{sk} = P_{ST}^{sk} \sqrt{\frac{\varepsilon_d}{ED}} = 43,13 \cdot \sqrt{\frac{20}{25}} = 38,577 \text{ kW} \quad (5.1.61)$$

5.1.12 Одређивање највеће потребне снаге мотора

Овим прорачуном узимају се у обзир сви отпори у њиховој најнеповољнијом комбинацији за погонски систем:

$$P_{\max} = \frac{(M_{TR} + M_W + M_I^{RI} + M_I^{R2})\omega_0}{\eta \cdot \psi} \quad (5.1.62)$$

$$= \frac{(15,82 + 401,05 + 1048,8 + 66,77) \cdot 0,1309}{0,9 \cdot 2} = 111,44 \text{ kW}$$

$$P_{\max} = P_{\max} \sqrt{\frac{\varepsilon_d}{ED}} = 111,44 \cdot \sqrt{\frac{20}{25}} = 99,675 \text{ kW} \quad (5.1.63)$$

5.1.13 Одређивање краткотрајних оптерећења мотора насталих од њихања терета при кретању

Највећи угао отклона терета је меродаван за одређивање просечног угла отклона терета од вертикале α_1 . Највећи угао отклона терета се одређује пошто се претходно одреде силе које условљавају њихање [12].

Сила инерције при окретању (T_1) усвајајући време кочења при окретању $t_k=4s$:

$$T_1 = \frac{m_Q \cdot \omega_0 \cdot R_{\max}}{t_k} = \frac{40 \cdot 0,1309 \cdot 31,5}{4} = 41,23 \text{ kN} \quad (5.1.64)$$

Сила инерције терета од кочења при окретању (T_2), усвајајући време заустављања стреле и терета при промени дохвата $t_k=3$ (s) и брзину промене дохвата $V_{PD}=36$ (n/min)=0,6 (m/s):

$$T_2 = \frac{m_Q \cdot V_{PD}}{t_k} = \frac{40 \cdot 0,6}{3} = 8 \text{ kW} \quad (5.1.65)$$

Центрифугална сила од окретања терета $T_3=F_{WQ2}=22,57 \text{ kN}$ је претходно одређена.

Сила притиска ветра на терет је претходно одређена $T_4=F_{WQ}=7,07 \text{ kN}$

Тражени максимални угао њихања терета:

$$\operatorname{tg} \alpha_{II} = \frac{\sum T_i}{Q} = \frac{41,23 + 8 + 22,57 + 7,07}{392,4} = 0,200 \rightarrow \alpha_{II} = 11,36^\circ \quad (5.1.66)$$

Просечан угао љихаља терета меродаван за прорачун краткотрајног отпора услед њихања терета:

$$\alpha_I = (0,3 \div 0,5) \cdot \alpha_{II} = 3,14 \cdot 5,68[^\circ] \quad (5.1.67)$$

Момент и снага потребни за уравнотежење са овим отпорима:

$$M_{\alpha_1} = Q \cdot R \cdot \operatorname{tg} \alpha_{11} = 392,4 \cdot 31,5 \cdot \operatorname{tg}(3,41 \div 5,68) = 736,4 \div 1229,4 \text{ kNm} \quad (5.1.68)$$

$$P_{\alpha_1} = \frac{M_{\alpha_1} \cdot \omega_0}{\eta} = \frac{(736,4 \div 1229,4) \cdot 0,1309}{0,9} = 107,1 \div 178,8 \text{ kW} \quad (5.1.69)$$

Средња електрична моћ мотора (4 x28 (kW)) је:

$$P_{EsR} = \psi_{sr} \cdot P_n = 2 \cdot (4 \cdot 28) = 224[\text{kW}] > P_{\alpha_1} = 107,1 \div 178,8 \text{ kW} \quad (5.1.70)$$

Ово указује да мотори имају довољно снаге за савлађивање и највећих уобичајених отпора услед њихања терета.

5.1.14 Избор мотора

Претходним прорачунима (5.1.12, 5.1.13 и 5.1.14) утврђене су потребне снаге мотора. Тако је за савлађивање сталних отпора потребно $PD_{Mst}^{sk} = 38,577[\text{kW}]$, за савлађивање највећих отпора потребно је: $P_{E_{max}} = 99,675 \text{ (kW)}$, и за савлађивање отпора од њихања терета потребно је:

$$PD_{MI} = \frac{(P_{\alpha_1})}{\psi_{sr}} = \frac{(107,1 \div 178,8)}{2} = 53,55 \div 89,40 \text{ kW} \quad (5.1.71)$$

Према овом прорачуну треба изабрати паран број електричних мотора (то подразумева модел прорачуна). Обзиром на могућност боље регулације, усвојена су четири погонска мотора ZPD 225 M-6 са $P_1=28 \text{ (Kw)}$, $n_1=965 \text{ (o/min)}$, $J_1=1,07 \text{ (kgm}^2\text{)}$, класе ротора S₄, S₅, учесталости ED=25% и Z=150 (uklj/h). Укупна инсталирана снага овог механизма је $P=4 \times 28=112 \text{ (Kw)}$ [12].

6. Закључак

Капацитет претоварног система као и његова економска оправданост зависи од правилног избора претоварних средстава, рационалног коришћења и добре организације рада. Да би избор претоварног средства био одговарајући, потребно је пре свега познавати техничко-технолошке особине различитих врста и типова претоварног средства, погодност њихове примене с обзиром на врсту и својства робе, просторне могућности, еколошку прихватљивост и економске параметре (набавну цену, експлоатацијске трошкове и трошкове одржања). Избор претоварног средства такође зависи од типа брода или терминала на који се уграђује, врсте терета којим се манипулише.

Ефикасна примена лучких дизалица у лукама веома је отежана потребом да се пристали брод што брже истовари-утовари, што захтева истовремени рад што већег броја дизалица и што краће путеве погона који учествују у претовару. Механизми лучких порталних дизалица служе за извођење разних кретања дизалице као сложеног механизма. По правилу, механизми могу радити независно једни од других. Међутим, квар било којег механизма често онемогућава рад целе дизалице и практично постају неупотребљиви и остали механизми дизалице.

Може да се закључи да је конструкција механизма за промену дохвата, окретања и дизања разноврсна и врло сложена. С обзиром на еластичну конструкција, промењива оптерећења, притисак ветра, љуљња терета, центрифугалне силе при обртању, инерцијалне силе, прорачун снаге механизма за промену дохвата и обртање је такође један врло сложен проблем, па прописи дају само које утицајне величине треба узети у прорачун, а како их узети то се оставља конструкторима на избор.

Литература

- [1] <https://www.macgregor.com/Products/products/cargo-cranes2/port-cranes/>, приступљено 25.08.2020
- [2] <https://www.ivtinternational.com/news/construction/manitowoc-to-debut-new-crawler-crane-at-conexpo.html>, приступљено 23.08.2020.
- [3] <https://www.irizarforge.com/Nows/Crane-hook-evolution-in-the-history.aspx> , приступљено 21.08.2020.
- [4] https://figure/The-early-slewing-crane-designed-by-Leonardo-da-Vinci_fig8_254960477, приступљено 27.08.2020.
- [5] <https://editions.covecollective.org/content/brunelleschis-revolving-crane>, приступљено 27.08.2020.
- [6] <http://www.old-merseytimes.co.uk/jamestaylor.html>, приступљено 28.09.2020.
- [7] <https://www.offshore-energy.biz/sparrows-put-in-charge-of-revamping-ongc-cranes/>, приступљено 28.09.2020.
- [8] Д. Острић, Дизалице, Машински факултет, Београд, 1992
- [9] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.
- [10] <http://www.alatas.asia/ship-cranes/hagglund-ship-cranes.htm>, приступљено 30.09.2020.
- [11] Д. Острић, С. Тошић, Дизалице, Машински факултет, Центар за механизацију, Београд, 2005.
- [12] М. Георгијевић, Претовар контејнера, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2003.
- [13] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Дизалице, основе, Градина, Ниш, 1994.