

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Основи транспортних машина

Број индекса: 76/2014

Марко Г. Манчић

Прорачун механизма за дизање терета код рамних дизалица

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

Датум одбране: _____

1. **Др Ненед Милорадовић, доцент - ментор**

Оцена: _____

2. _____

3. _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене рамних дизалица при транспорту терета.
- Прикаже кратак осврт на историјски развој рамних дизалице.
- Наведе и опише одговарајуће механизме за дизање различитих терета и истакне њихове главне карактеристике и метод прорачуна.
- За изабрани тип дизалице и за дефинисану носивост и висину дизања терета 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, 01. 03.2017.

Ментор:

Др Ненад Милорадовић, доцент

Садржај

1. Увод.....	1
2. Рамна (портална) дизалица.....	3
2.1 Општа намена.....	3
2.2 Главни параметри рамних дизалица	5
2.3 Класификација рамних дизалица	7
2.4 Историјски развој рамних дизалица.....	11
3. Механизам за дизање терета код рамних дизалица.....	13
3.1 Уређаји за захватање терета	14
3.1.1 Универзални прибор за вешање терета	14
3.1.2 Специјални уређаји за захватање терета	18
3.2 Транспорт и претовар контејнера.....	21
3.2.1 Механизми контејнерских дизалица	24
3.2.2 Погонски механизам за дизање и кретање колица.....	27
3.3 Ужад	28
3.4 Ланци.....	30
3.5 Котури	31
3.6 Котураче	34
3.7 Добош	35
3.8 Кочнице	37
3.9 Електромотор	39
4. Конкретан рачунски пример механизма за дизање	42
4.1 Избор куке	42
4.2 Избор ужета.....	43
4.3 Добош	43
4.3.1 Погон добоша	43
4.4 Електромотор	44
4.5 Избор редуктора.....	45
4.6 Кочница	46
5. Закључак	49
6. Литература	50

Резиме

Тема овог завршног рада је прорачун механизма за дизање терета код рамних дизалица. Оне се претежно користе у бродоградњи, рударству, топланама за пренос угља, контејнерски транспорт, дрвној индустрији итд. Рамна дизалица је првенствено намењена за реализацију различитих претоварних задатака са комадном и расутом робом на отвореном простору. Са развојем контејнерског транспорта рамна дизалица је нашла широку примену и у контејнерским терминалима. Свака дизалица се састоји из механизма за дизање терета, па тако и рамна дизалица поседује механизам за дизање терета. Механизам обухвата уређаје за вешање терета, ужад (ланци), котурови, катураче, добош, кочнице, устављивачи итд. Извршен је прорачун главних елемената механизма за дизање терета за конкретну рамну дизалицу.

Кључне речи: Рамна дизалица, механизам за дизање, ужад, котур, добош..

Abstract

The theme of this final paper is the calculation of the mechanism for lifting loads in the frame cranes. They are mainly used in shipbuilding, mining, coal-fired power plants, container transport, timber industry, etc. The frame cranes is primarily intended for the realization of various transloading tasks with partial and bulk goods in the open space. With the development of container transport, the frame crane has been widely used in the container terminals. Each crane is made up of load lifting mechanisms, and so the frame crane has a load lifting mechanism. The mechanism includes a load-carrying device, ropes (chains), coils, rollers, towing, brakes, stoppers, etc. The calculation of the main elements of the load lifting mechanism for the shoulder crane has been carried out.

Key words: frame cranes, lifting mechanism, ropes, coil, towing.

1. Увод

Дизаличне машине су намењене за премештање терета у вертикалном правцу тако што се материјал преноси са једне, до друге површине које су на различитим висинама.

Оне се могу дефинисати и као средства са цикличним дејством намењена претовару (транспорту) расуте и комадне робе у оквиру ограниченог радног простора, који је одређен конструктивним карактеристикама дизалице. При раду дизалица у реализацији претоварног процеса доминантне су операције подизања и спуштања терета [1].

Иначе у свакој организованој производњи обавља се стално премештање материјала у току обављања радних операција (у индустрији, грађевинарству, рударству и другим привредним делатностима).

У току преноса материјала разликује се неколико фаза и то:

- утовар,
- транспорт,
- претовар,
- истовар.

Обично се разликује унутрашњи од спољашњег транспорта (унутрашњи се обавља махом унутар објекта, хала и сл., а спољашњи изван њих).

Према начину рада све транспортне машине се могу разврстати у две основне групе:

- а) машине са прекидним односно периодичним радом,
- б) машине са непрекидним или континуалним радом,
- с) машине подног и висећег транспорта (транспортери, елеватори, контејнери и помоћни уређаји).

Дизалице са периодичним радом обављају транспорт материјала у циклусима, а док дизалица са непрекидним радом кретање се обавља непрекидно.

Према правцу кретања транспорт може бити:

- хоризонтални,
- вертикални,
- комбиновани.

Према начину остваривања погона транспортне машине се могу поделити на машине са ручним и моторним погоном. Конструкције дизаличних машина могу бити различите. Врста конструкције дизалице углавном зависи од њене намене [2].

У дизалице са ручним погоном спадају:

- дизалице са завојним вретеном,
- дизалице са зупчастом полугом,
- хидрауличне дизалице,
- ручне потезне дизалице,
- ручне полужне ланчане дизалице.

Према врсти погона, најчешће су у примени дизалице:

- са електричним и
- СУС моторима.

Дизалице са електричним погоном се по правилу крећу по шинама, док дизалице са погоном преко СУС мотора имају носећи рам и погонски систем сличан друмском возилу. Према конструктивном облику дизалице се могу класификовати у више група: мосне, грађевинске (торањске), лучке-порталне, конзолне, рамне (порталне), полупорталне, ауто дизалице, котураче, чекрци, ручне дизалице, итд. [3].

По свом конструкционом извођењу, дизаличне машине се деле на следеће подгрупе: прости дизалични механизми и машине, дизалице (кранови) и подизачи.

У дизалице општег карактера спадају:

- мосне дизалице,
- непокретене дизалице на стубу,
- рамне (порталне) и полупорталне дизалице,
- конзолне дизалице,
- дизалице са стрелом,
- грађевинске (торањске) дизалице,
- подизачи, итд. [4].

У погледу одржавања дизалица, с обзиром на временски термин у коме се врши , преглед може бити:

- дневни преглед,
- недељни преглед,
- месечни преглед,
- годишњи преглед,
- генерални преглед,
- ванредни преглед.

Дневни преглед и провера исправности виталних делова врши дизаличар пре почетка рада. Недељни, месечни, годишњи и генерални преглед врше се у обиму и на начин који је дефинисан правилима организације у којој дизалица ради, зависно од врсте дизалице и услова под којим је радила.

Ванредни преглед врши се на дизалици која је претрпела тежи удес (хаварију), ради утврђења узрока удеса и оправки.

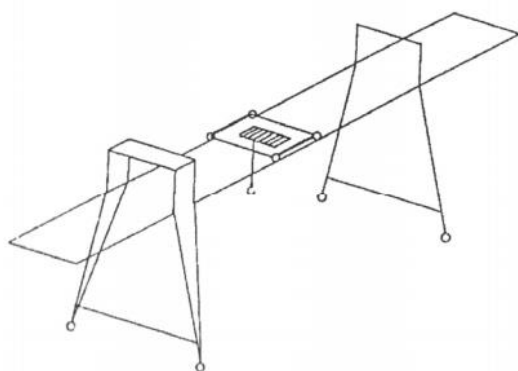
2 Рамне (порталне) дизалице

2.1 Општа намена

Рамна (портална) дизалица представља једну од основних врста машина прекидног транспорта. Дизалице су добиле назив по носећој конструкцији која се изводи у облику портала. Зато што њена базична конфигурација има облик П-рама, она се назива рамном дизалицом и може бити фиксирана или монтирана на колосеку.

Главни делови рамне дизалице су колица, носећа конструкција и погон кретања дизалице. Под појмом колица подразумева се систем који се креће дуж главног носача дизалице, са механизмом за дизање терета као основном компонентом. Носећа конструкција порталне дизалице је челична структура која се може сагледати кроз три конструкционе целине: главни носач, крута нога и еластична нога [2].

Распони рамних дизалица су обично у границама од 12 до 50 m. Најчешћа конструкција рамних дизалица је на четири ноге које су тако изведене да омогућавају пролаз колица, као што је приказано на сликама 2.1 и 2.2.



Слика 2.1 Скица рамне дизалице са четири ноге [1]



Слика 2.2 Рамна дизалица са пуним носачима [1]

Према начину ослањања главних носача рамне дизалице, постоје два конструктивна решења:

- обе ноге су круте,
- једна нога је крута, а друга еластична.

Еластична веза је код еластичне ноге и моста и остварује се обично зглобом. Дизалице са обе круте ноге су једноставније са аспекта конструкције и мање су осетљиве на утицај закошења. Оне су веома осетљиве на стање дизаличне стазе (нарочито у односу на грешке распона стазе).

Применљивост дизалице ове конструкције је за распоне до 25 m. За носивост до 5 t, за средњи режим рада, главни носач рамне дизалице је „I“ профил.

Обична рамна дизалица има два главна носача и по горњем појасу тих носача се крећу колица. Колица могу за погон кретања имати ужени погон или сопствени погон.

Погон са ужетом смањује сопствену тежину колица што смањује оптерећење главних носача дизалице. Недостатак оваквог погона је неопходност уградње система затезања ужета, тако да се овај систем примењује за мање брзине колица и мање распоне дизалица.

За распоне дизања до 25 m дизалица је опремљена непокретном кабином. За распоне веће од 25 m кабина се премешта заједно са колицима [1].

Даље, по начину конструкције дизалице се деле:

- конструкције са пуним носачима, слика 2.2,
- решеткасте, слика 2.3 а),
- комбиноване конструкције, слика 2.3 б).

Конструкција са пуним носачима је најчешће извођење код рамних дизалица. Елементи конструкције која се израђује од пуних носача су углавном кутијасте конструкције. Комплетна решеткаста конструкција је најређа варијанта, а нешто чешћа варијанта је комбинована конструкција где је главни носач изведен као решетка а ноге дизалице од пуних носача, зато што дужине главног носача код ових дизалица могу допринети уштеди у маси целокупне конструкције извођењем на овакав начин.



а)

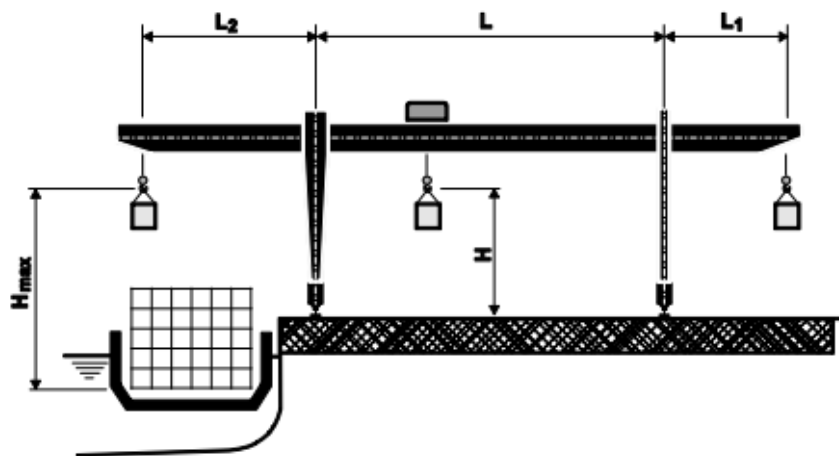


б)

Слика 2.3. Рамна дизалица а) решеткаста, б) комбиноване конструкције

2.2 Главни параметри рамних дизалица

На слици 2.4 приказан је општи изглед рамне дизалице са главним мерама које дефинишу намену саме дизалице.



Слика 2.4. Изглед рамне дизалице са главним мерама [2]

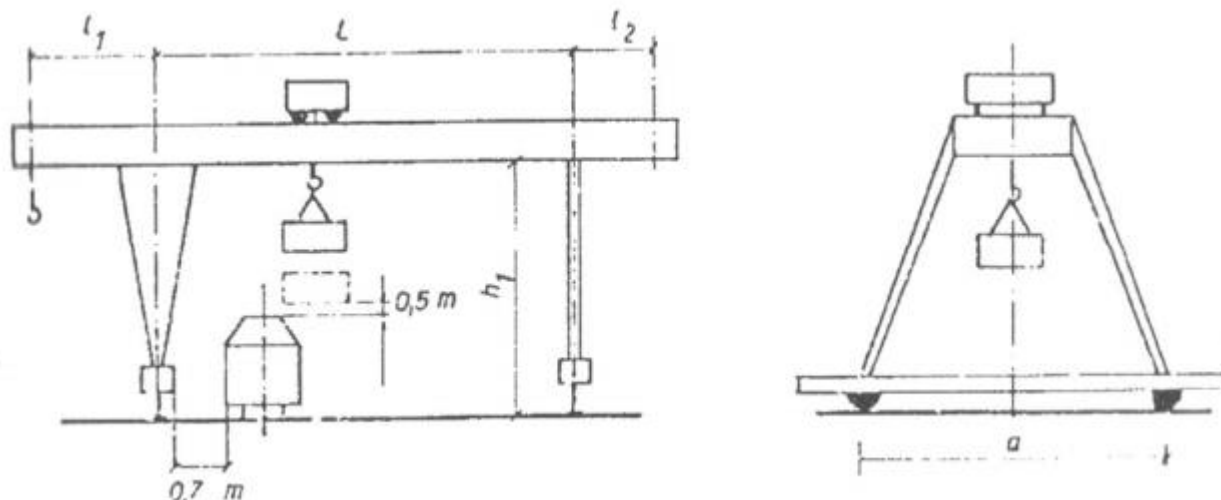
Главне конструкционе мере рамне дизалице (слика 2.4) су:

- распон између ногу (L),
- висина дизања од коте терена (H),
- дохват (препуст) са стране терена (L_1),
- дохват (препуст) са стране воде или терена (L_2),
- максимална висина дизања (H_{max}).

Распон између ногу (L) и дохвати са стране терена (L_1, L_2) дефинишу ширину, а висина дизања од коте терена (H) дефинише висину манипулативног простора за транспорт терета за рамне дизалице опште намене. У случајевима употребе дизалица на речним лукама или складиштима расутих материјала, услови претовара дефинишу дохват са стране воде (L_2) и максималну висину дизања (H_{max}).

Претовар расутих материјала се данас углавном врши претоварним мостовима који представљају посебну врсту транспортних машина, иако су одређени типови слични рамним дизалицама. Такође, претовар коадних материјала у лукама се обавља контејнерским дизалицама које због великог дохвата ($L_2 > L$) и велике висине дизања ($H_{max} > L$) представљају посебну врсту транспортних машина [2].

Оријентационе вредности за главне мере дизалице, брзине у зависности од намене су дати на слици 2.5 и табели 2.1



Слика 2.5 Скица рамне дизалице са главним мерама [1]

Табела 2.1 Оријентационе вредности за главне мере дизалице [1]

	Примена дизалица			
	Утоварно истоварни радови	Контејнерске дизалице	За грађевински материјал	Комадни материјал
Q, t	3,2	5,0	8 ÷ 12,5	20 ÷ 32
L, m	10 ÷ 12,5	12 ÷ 16	32	25 ÷ 32
l_1, l_2 , m	3 ÷ 4	4 ÷ 5	10 ÷ 12	6 ÷ 8
h_1 , m	6 ÷ 7	7 ÷ 9	10	10 ÷ 12
a, m	4 ÷ 6	6 ÷ 8	8 ÷ 12	10 ÷ 12
Режим рада	средњи	средњи	средњи тешки	лаки средњи
v_d , m/min	8	8	14 ÷ 20	4 ÷ 8
v_{mo} , m/min	20 ÷ 50	50 ÷ 60	40 ÷ 80	30 ÷ 50
v_{ko} , m/min	20	20	40 ÷ 100	

У свим случајевима треба по могућности смањити распон конзоле. У условима изједначавања момената савијања и угиба од покретног терета између ногу и на конзоли, дужина конзоле не треба да прелази 0,25 од распона. За распоне конзоле веће од 0,25 ÷ 0,30 распона при положају колица са теретом на највећем распону конзоле треба обезбедити неопходан степен приањања погонских точкова дизалице на супротној ноzi у односу на терет.

Ознаке у табели су

v_d — брзина дизања терета,

v_{mo} — брзина кретања моста,

v_{ko} — брзина кретања колица, према табели 2.1.

Усваја се однос: $\frac{L}{a} \leq 3...4$, а у посебним случајевима за дизалице са лаким режимом рада $\frac{L}{a}=5...6$. (2.1)

Препоручена брзина радних кретања:

$$v_d, \text{ m/min} = 4...6,$$

$$v_{mo}, \text{ m/min} = 40...50,$$

$$v_{ko}, \text{ m/min} = 10...20.$$

Препоруке за убрзања и успорења су дате у табели 2.2

Табела 2.2 Препоруке за убрзања и успорења [1]

	Механизам кретања дизалице и колица		Механизам дизања	
	Убрзање и успорење		Брзина пре заустављања	
	убрзање	заустављање	дизање	спуштање
Претовар расипних терета	0,15 m/s ²	0,25 m/s ²	0,15 m/s ²	0,10 m/s ²
Комадни терет	0,08 m/s ²	0,12 m/s ²	0,10 m/s ²	0,05 m/s ²

На механизме и носећу конструкцију рамне дизалице делују следећа оптерећења [1]:

1) Оптерећења која делују на дизалицу независно од његовог рада:

- вертикална оптерећења од сопствене тежине и корисног терета,
- хоризонтална оптерећења од сопствене тежине и корисног терета услед нагиба дизаличне стазе,
- оптерећење од ветра, снега и термичка оптерећења.

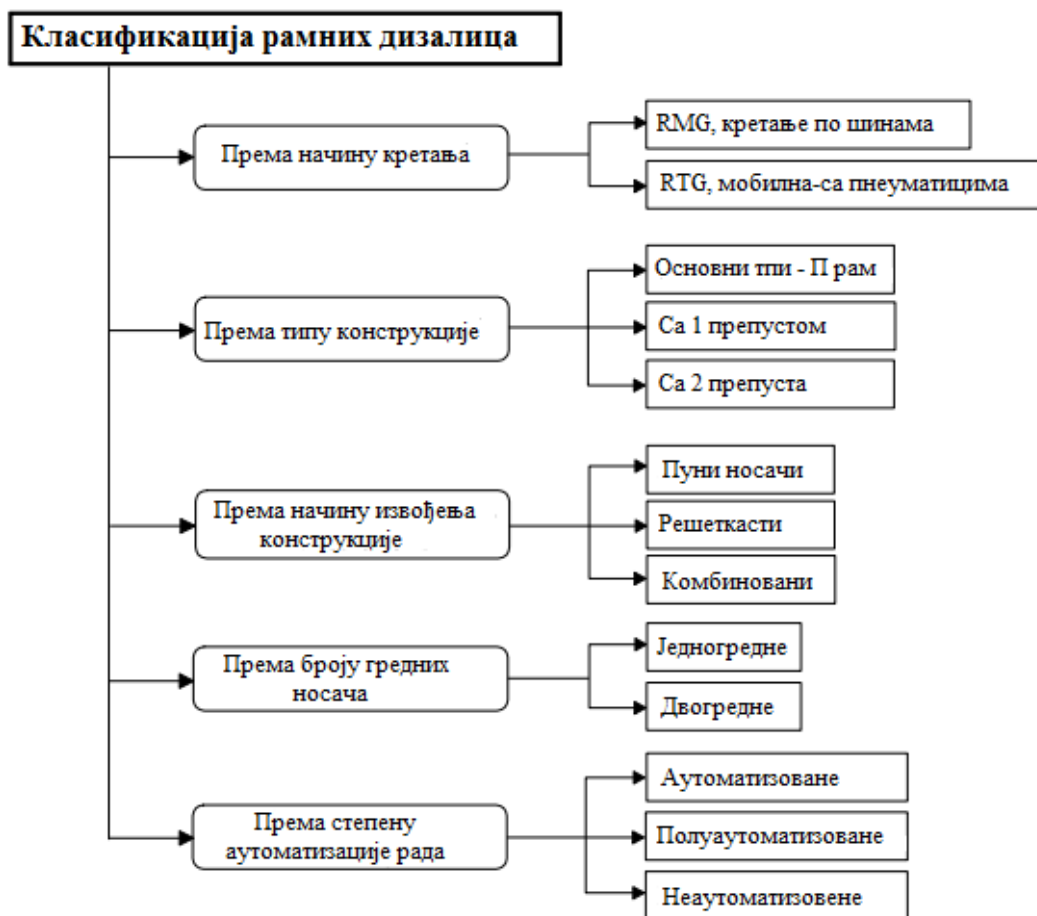
2) Оптерећења која потичу од кретања дизалице:

- динамичка оптерећења свих врста,
- оптерећења од закошења,
- монтажна оптерећења,
- оптерећења од отпора кретања дизалице.

Генерално, рамна дизалица се може користити свуда где се транспорт материјала одвија на отвореном простору. Ипак, могу се издвојити два објекта где се транспорт материјала не може замислити без рамне дизалице: бродоградилишта и контејнерски терминали у лукама [2]. Оне се још могу применити у рударству, топланама за пренос угља, дрвној индустрији и у разним другим индустријама где је потребан пренос великог терет, било у растреситом или у чврстом стању.

2.3. Класификација рамних дизалица

На основу података највећих светских произвођача могуће је дати предлог класификације рамних дизалица који је приказан на слици 2.8.



Слика 2.6. Класификација рамних дизалица [2]

Произвођачи рамних дизалица за контејнерске терминале у лукама, углавном, прву поделу рамних дизалица врше према начину кретања дизалице на терену, и то на:

- RMG дизалице (Rail Mounted Gantry), слика 2.7,
- RTG мобилне дизалице (Rubber Tired Gantry), слика 2.8.



Слика 2.7 Рамна дизалица RMG типа [7]

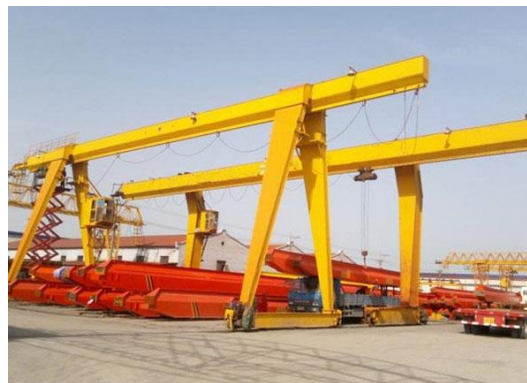


Слика 2.8 Рамна дизалица RTG типа [7]

На сликама 2.9 и 2.10 су приказана решења рамних дизалица са и без препуста.



Слика 2.9 Рамна дизалица – П рам [7]



Слика 2.10 Рамна дизалица – са препустом [7]

На слици 2.11 је приказана једногредна а на слици 2.12 двогредна рамна дизалица.



Слика 2.11 Једногредна рамна дизалица [7]



Слика 2.12 Двогредна рамна дизалица [7]

Према врсти колица, рамне дизалице је могуће поделити на дизалице са колицима са ужетним погоном (РТТ) и колицима са сопственим-електро погоном.

Степен аутоматизације рада зависи од намене саме рамне дизалице. На пример, аутоматизоване и полуаутоматизоване рамне дизалице имају примену код контејнерских терминала великих капацитета у оквиру лучких постројења.

Рамне дизалице за контејнерски транспорт могу бити:

- рамне дизалице на шинама (слика 2.13),
- рамне дизалице са гуменим точковима (слика 2.14).

Под овим дизалицама се подразумевају практично све рамне дизалице прилагођене за рад са контејнерима, јер управо различита места употребе то условљавају.

Често су то класичне рамне дизалице са великим распоном и препустима на обе стране за рад у железничко-друмском или само железничком терминалу. Такве дизалице у оквиру контејнерских, могли би назвати дизалице широке или универзалне намене.



Слика 2.13 Рамна дизалица на шинама намењена за претовар контејнера [8]



Слика 2.14 Рамна конструкција дизалица постављена на пнеуматске точкове [8]

Рамна дизалица са гуменим точковима замењује оне на шинама, најчешће у зони складишта. Које ће се решење изабрати, то је одређење пројектанта терминала, које може бити везано и за традицију. У земљама далеког истока и Америци ове дизалице се користе више него у Европи [3].

Најчешћи основни параметри ових типова рамних дизалица су:

- носивост 40 t (контејнер од 30,5 t),
- распон портала око 23 m,
- висина дизања 11-15 m,
- брзине: - дизања 9-17/18-35 m/min,
- колица 50-70 m/min,
- портала 90-135 m/min.
- Број точкова 4 или 8 (један или два по једној нози портала).

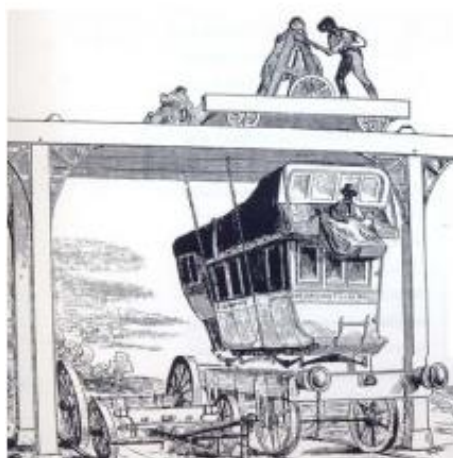
У односу на дизалице на шинама, оне имају следеће могућности:

- Попречно кретање у простору складишта обезбеђује закретање тачкода до $\pm 90^\circ$.
- Обртање око вертикалне осе једног тачка (или једне ноге портала за случај 8 тачкова) [3].

2.4 Историјски развој рамних дизалица

Индустријска револуција:

- стационарна дизалица на парни погон 1827,
- прва рамна дизалица 1843,
- хидраулична дизалица 1846,
- први лифт на парни погон 1857,
- електрична мостна дизалица 1890,
- дизалица на парни погон 1911.



Слика 2.15. Прва рамна дизалица 1843. године [6]

Рамне дизалице за бродоградилишта су екстремно велике, па се често називају и Голијат (Goliath) дизалице. Прва оваква дизалица је направљена од стране произвођача Krupp (Немачка) и инсталирана у бродоградилишту Harland и Wolff (Belfast, V.Britanija) 1969. године. Убрзо је добила име Голијат, што је касније усвојено као назив за посебну врсту порталних дизалица. У истом бродоградилишту је 1974. године постављена друга дизалица која је добила име Самсон. Обе дизалице су носивости по 840 t и имају распони део дужине 140 m, док је Голијат висок 96 m, а Самсон 106 m [2].

Данас постоје пуно произвођача рамних дизалица које раде на највишем нивоу и са високим квалитетом израде. Неке од водећих светских произвођача су Direct industry (Француска), Pelloby (Енглеска), Конесcranes (Америка), GH cranes (Шпанија), PCG portal crane (Канада), итд. GH cranes је најраспрострањенија компанија у Европи, може се наћи у Француској, Португалу, Пољској, Бразилу, Америци, Мексику, Канади, Индији, Тајланду, Ирану, Колумбији, итд. GH је присутан у преко 70 локалних представника и дистрибутера. PCG portal crane је основана 1987. године, а Конесcranes је основана 1936 године.

У Србији постоје произвођачи рамних дизалица које прате Западно – Европске трендове, и то су: Indenna kran d.o.o (Београд), Корех min (Ниш), Feromonting d.o.o (Београд), итд.

На сликама 2.16 и 2.17 су приказане рамне дизалице српских произвођача.



Слика 2.16 Једногредна рамна дизалица произвођача Indenna kran d.o.o [13]



Слика 2.17 Једногредна рамна дизалица произвођача Корех min [14]

Један од најуспешнијих произвођача рамних дизалица у Србији је Корех min, који поседује многе сертификате. Као неопходан услов за успешан пласман на светско тржиште, персонал и погон Корех min је атестиран од стручњака Министарства Немачке. Први такав сертификат је добијен 1984 год. Сертификати које поседује Корех min су DVS zert, SLM zert, ISO sertifikati, ASSD и ASCASC [14].

На сликама 2.18 и 2.19 су приказане рамне дизалице произвођача GH cranes.



Слика 2.18 Двогредна рамна дизалица [15]



Слика 2.19 Рамна дизалица постављена на пнеуматске точкове [15]

3 Механизми за дизање терета код рамних дизалица

Свака рамна дизалица поседује одговарајући механизам за дизање терета. Он обухвата:

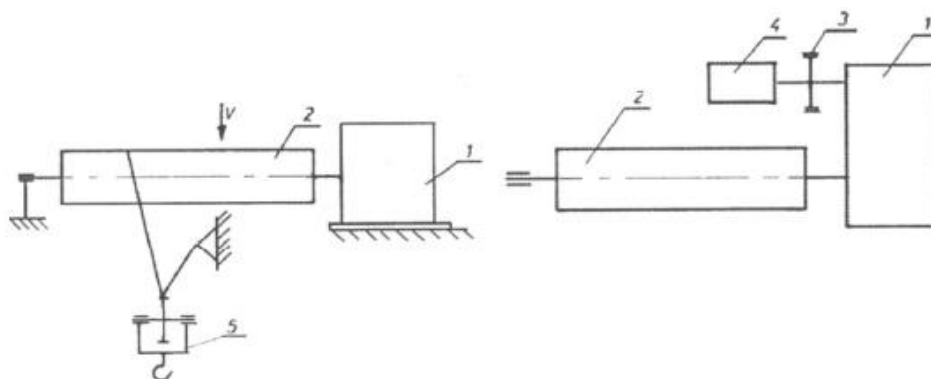
- уређај за вешање (захватање) терета (универзални прибор за захватање терета и специјалне уређаји за захватање терета),
- погонску јединицу (електромотор са кочницом),
- преносне елементе и механизме (котурови, катураче, добош).

Сви елементи су смештени на носећу конструкцију, тј. на дизалична колица. (слика 3.1).



Слика 3.1 Дизалична колица рамних дизалица [3]

Типична шема механизма за дизање терета приказана је на слици 3.2. Пренос обртног мометна од мотора до добоша је остварен преко редуктора (крути преносни механизам), а од добоша до терета је остварен преко ужета (гипки преносни елемент).



Слика 3.2 Типична шема механизми за дизање [2]

(1 - редуктор, 2 – добош, 3- кочница, 4 – електромотор, 5 – склоп кука/катурача)

Колица представљају најважнији радни орган рамних дизалица. Код дизалице се користи низ различитих конструктивних облика, а генерално се могу поделити у две основне групе: лежећа и висећа колица [3].

Према врсти колица, рамне дизалице је могуће поделити на дизалице са колицима са ужетним погоном и колицима са сопственим-електро погоном. Колица са сопственим погоном дизања и кретања су данас доминантнија варијанта, а посебно код рамних дизалица које опслужују складишни део контејнерских терминала [2].

3.1 Уређаји за захватање терета

Уређаји за захватање терета служе да се терет веже за савитљиви орган механизма за дизање терета, или пак да се терет захвати самим уређајем и да се транспортује без икаквог даљег везивања. Ако је дизалица пројектована да преноси различите терете, онда је она опремљена универзалним прибором за вешање терета, и даље, ако дизалица треба да преноси одређене терете, једнаке по свом габариту, тежини и физичким својствима, то је она опремљена специјалним прибором за захватање терета [4].

Универзални прибор за вешање терета су кука и уже за везивање терета за куку. Као радни елемент прибора за вешање терета примењују се:

1. За транспорт комадних терета:
 - ужад или ланци за везивање,
 - теретне платформе,
 - клешта и хватачи,
 - носеће греде.
2. За транспорт ситнозрних материјала примењују се кофе различитих типова.

Специјални уређаји за захватање терета су:

- Електромагнети,
- специјалне кофе,
- грабилице [4].

3.1.1 Универзални прибор за вешање терета

Најраспрострањенији делови за вешање терета су једнокраке куке. Облик и конструкција су такви да оне имају минималне димензије, нарочито дебљину и висину, а да се при томе постигне једнака јачина по свим пресецима. У пракси се примењују многи облици једнокраких кука. За веће терете примењују се куке са два крака. Уобичајени изглед кука дат је на слици 3.3 [4].

Напрезање врата куке рачуна се на месту најмањег пресека, тј. пресека језгра завојнице.

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_0^2} \leq \sigma_{doz}. \quad (3.1)$$

Висина навртке се одређује према дозвољеном притиску.

$$H = \frac{4 \cdot Q \cdot t}{\pi \cdot (d^2 - d_0^2) \cdot p} \quad (3.2)$$

где су:

t – корак завојнице,

Q – носивост дизалице,

d – спољни пречник завојнице,

d_0 - унутрашњи пречник завојнице.



а)



б)

Слика 3.3 Општи изглед кука за вешање терета [5]
а) једнокраке, б) двокрака

Дозвољено напрезање на притисак за челик по челик је: $p = (300 \div 350)$ МПа. Завојнице се израђују као троугласта – метричка, трапезна или тестераста завојница. Куке су стандардизоване, и усвајају се у складу са подацима датим у табели 3.1, према ознакама са слике 3.4.

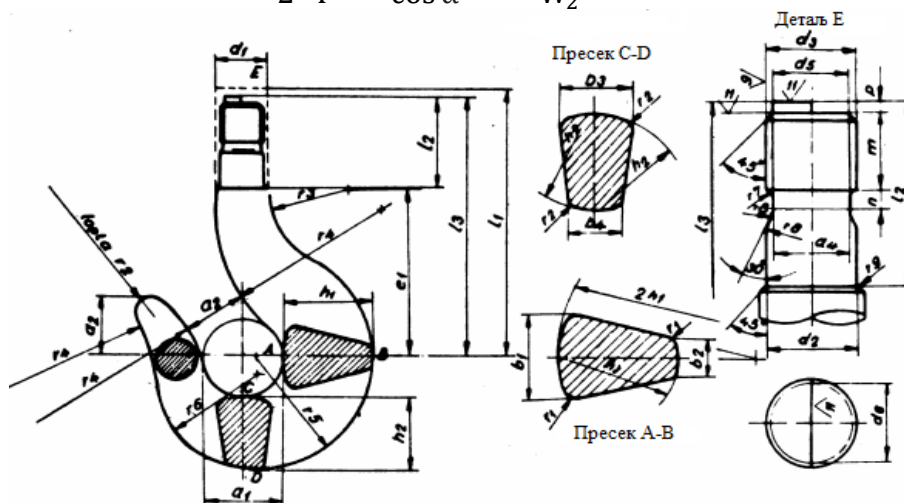
Код ових кука се испитују поред врата куке и пресеци I – II и III – IV. Највеће напрезање у тим пресецима је када је терет обешен о куку ужетом или ланцима који заклапају угао од 45° према вертикали, па је рачунска сила:

$$\frac{Q}{2 \cos \alpha} = \frac{Q}{2 \cos 45^\circ} = 0,7Q. \quad (3.3)$$

Збирно напрезање од истезања и савијања је:

$$\sigma_I = \frac{Q}{2 \cdot F} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} + \frac{M_b}{W_1}, \quad (3.4)$$

$$\sigma_{II} = \frac{Q}{2 \cdot F} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} - \frac{M_b}{W_2} \quad (3.5)$$



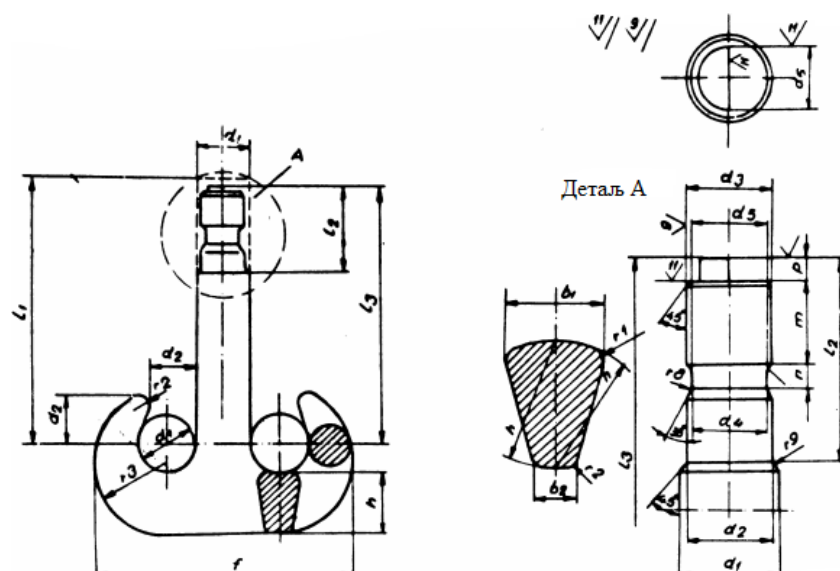
Слика 3.4 Једнокрака кована кука [6]

Табела 3.1 Димензије кука са једним краком [6]

Озн ака	Носивост у т за погонску класу				a1	a2	b1	b2	b3	b4	d1	d ₂ ^{h11}	d3	d4	d5	d6
	1	2	3	4												
2	6,3	5	3,2	2,5	71	56	63	25	53	34	48	42	M 42	35,5	-	35
3	8	6,3	5	3,2	80	63	71	28	60	38	53	45	M 45	38,8	-	38
4	10	8	6,3	5	90	71	80	32	67	43	60	52	Rd 50x6	42,5	43,4	43,4
5	12,5	10	8	6,3	100	80	90	36	75	48	67	55	Rd 56x6	48,5	49,4	49,4
6	16	12,5	10	8	112	90	100	40	85	53	75	64	Rd 64x6	54,5	55,2	55,2
7	20	16	12,5	10	125	100	112	45	95	60	85	72	Rd 72x8	62,5	63,2	63,2
8	25	20	16	12,5	140	112	125	50	106	67	95	80	Rd 80x10	68	69	69
9	32	25	20	16	160	125	140	56	118	75	106	90	Rd 90x10	78	79	79
10	40	32	25	20	180	140	160	63	132	85	118	100	Rd 100x12	85,5	86,8	86,8
11	50	40	32	25	200	160	180	71	150	95	132	110	Rd 110x12	95,5	96,8	60
12	63	50	40	32	224	180	200	80	170	106	150	125	Rd 125x14	108	109	70
13	80	63	50	40	250	200	224	90	190	118	170	140	Rd 143x16	120	122	80
14	100	80	63	50	280	224	250	100	212	132	190	160	Rd 160x18	138	140	100
15		100	80	63	315	250	280	112	236	150	212	180	Rd 180x20	156	158	120

Нсатавак табеле.

	e1	h1	h2	l1	l2	l3	m	n	p	r1	r2	r3	r4	r5	r6	r7	r8	r9	Ма са kg
2	155	80	67	258	96	251	36	7	8	8	12	71	150	103	90	3	10	3	5,7
3	175	90	75	288	110	282	40	8	8	9	14	80	170	114	100	3	12	3	9,5
4	195	100	85	325	112	320	45	9	10	10	16	90	190	131	112	3	14	3	16,3
5	218	112	95	365	122	355	50	10	10	11	18	100	212	146	125	3	16	3	23,5
6	243	125	106	410	135	400	56	11	10	12	20	112	236	163	140	4	18	3	29
7	272	140	118	450	155	440	63	12	10	14	22	125	265	182	160	4	20	3	48
8	307	160	132	500	170	480	71	14	12	16	25	140	300	204	180	4	22	3	74,5
9	346	180	150	550	188	535	80	16	12	18	28	160	335	232	200	4	25	3	96
10	387	200	170	620	207	600	90	18	12	20	32	180	375	262	224	4	28	3	142
11	437	224	190	700	234	680	100	20	12	22	36	200	425	292	250	4	32	3	180
12	487	250	212	770	260	745	112	22	12	25	40	224	475	326	280	4	36	3	298
13	545	280	236	855	282	830	125	25	12	28	45	250	530	363	315	6	40	5	375
14	615	315	265	965	325	940	140	28	12	32	50	280	600	408	355	8	45	5	623
15	690	355	600	1080	357	1055	160	32	12	36	36	315	670	460	400	8	50	5	795



Слика 3.5 Двокрака кована кука [6]

На основу слике 3.5 изведена је следећа табела.

Табела 3.2 Димензије кука са два крака [6]

Озна ка	Носивост у t за погонску класу				d1	d2	b1	b2	d1	d ₂ ^{h11}	d3	d4	d5	d6
	1	2	3	4										
10	40	32	25	20	140	112	118	48	118	100	Rd 100x12	85,5	86,8	55
11	50	40	32	25	160	125	132	53	132	110	Rd 110x12	95,5	96,8	60
12	63	50	40	32	180	140	150	60	150	125	Rd 125x14	108	109,6	70
13	80	63	50	40	200	160	170	67	170	140	Rd 140x14	120	122,4	80
14	100	80	63	50	224	180	190	75	190	160	Rd 160x18	138	140,2	100
15	-	100	80	63	250	200	212	85	212	180	Rd 180x20	156	158	120

Нсатавак табеле.

	f	h	l1	l2	l3	m	n	p	r1	r2	r3	r7	r8	r9	Маса kg
10	600	150	590	207	575	90	30	12	18	14	170	4	28	3	146,6
11	670	170	665	234	645	100	30	12	20	16	190	4	32	3	151,2
12	750	190	730	260	705	112	35	12	22	18	212	4	36	3	25,4
13	850	212	815	282	790	125	40	12	25	20	236	4	40	3	310
14	950	236	920	325	896	140	45	12	28	22	265	4	45	3	485
15	1060	265	1030	357	1005	160	50	12	32	25	300	4	50	3	610

Конструкција везе куке са савитљивим носећим елементом дизалице (ужад) зависи у првом реду од броја кракова ужета. Најпростији случај је вешање куке о једно уже. У овом случају врат куке се не завршава цилиндричним делом коме је нарезана завојница, већ прстеном кроз који се провлачи крај ужета. Да би се заштитило уже од хабања по ивицама прстена, поставља се у специјалну карику профилисаног пресека. Крај ужета који је провучен кроз прстен куке, везује се упредањем са телом ужета. Међутим, с обзиром да је доста тешка израда оваквог начина спајања, у задње време се крај ужета везује спајалицом.

Везивање ужета са куком може се извести и помоћу конусног дела. Крај ужета се најпре провлачи кроз ужни део конусног прикључка, а затим се расплете. Крајеви танких жица из којих је уже начињено, повијају се навише и увуку у конус. После оваквог припремања крај ужета се залије оловом или бронзом. Сам конусни део израђује се од челичног лива или ковањем.

Најпогоднија конструкција дела за везивање краја ужета је несумњиво веза помоћу клина, а предност овакве везе је у лакој склапању и расклапању.

3.1.2 Специјални урађаји за захватање терета

а) Електромагнети за дизање примењују се за дизање и премештање материјала са магнетним особинама (лимови, шине, ваљани профили, опиљци итд). Предност електромагнета је у лакој везивању и ослобађању материјала који се преноси са уређајем за дизање. Њихов недостатак је у великој сопственој тежини, што смањује корисну носивост дизалице. У зони дејства електромагнета забрањен је пролаз људи јер у случају нестанка струје терет изненада пада.

Сила дизања електромагнета зависи у великој мери од облика, димензија, хемијског састава и температуре терета који се диже. Највећу силу дизања има при дизању великих предмета са глатком површином. Ако терет има неправилан облик тада сила дизања електромагнета нагло пада [4].



Слика 3.6 Електромагнети [6]

б) Кофе се примењују за пренос расипних материјала. Има их више типова: кофе које висе на куки и које се саме истоварају подизањем граничника и кофе за чији рад је потребна машина са два добоша.

Сама кофа се састоји из два једнака дела који су везани једним заједничким зглобом. Ако кофа висе на заједничком зглобу, онда је она затворена, обрнуто, ако су пак делови кофе ослоњени испустима тада се кофа отвара.

Кофе се саме не пуне материјалом, при њиховој примени потребно је предвидети и уређај за засипање кофе. Кофе се израђују и до 10 m² носивости [4].



Слика 3.7 Кофе [6]

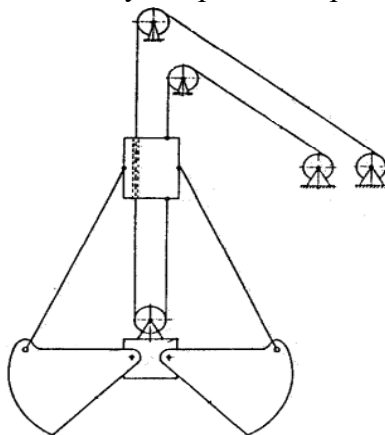
с) Грабилице су основни помоћни уређаји код дизалица које преносе велике количине растреситих материјала. То су транспортне посуде које се сопственом тежином заривају у материјал, захватају га, преносе на одређено место и тамо испуштају. Грабилице транспортују материјал без накнадног додатног рада, било ручног или пак машинског [4].



Слика 3.8 Грабилица [9]

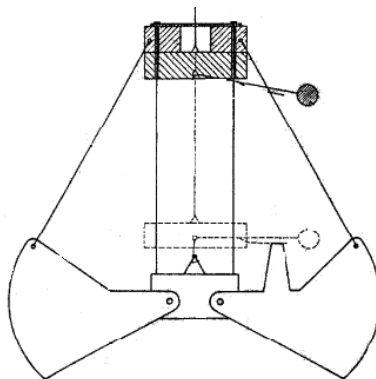
Према начину како се чељусти грабилице отварају и затварају могу бити: грабилице са два ужета, грабилице са једним ужетом, моторне грабилице и специјалне грабилице.

Грабилице са два ужета су оне код којих се затварање чељусти грабилица и делимично дизање пуне грабилице одвија једним ужетом, а друго уже поред делимичног дизања пуне грабилице држи исту на одређеном месту за време отварања чељусти [4].



Слика 3.9 Грабилица са два ужета [6]

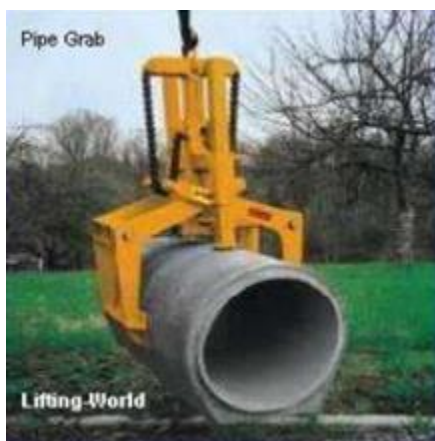
Грабилице са једним ужетом виси на једном ужету. Оне су обично обешене о куку нормалне дизалице. Код ових грабилица се оба радна кретања (дизање или спуштање, затварање или отварање) обављају једним ужетом [4].



Слика 3.10 Грабилица са једним ужетом [6]

Моторне грабилице. Код ових грабилица се и отварање и затварање чељусти обавља мотором смештеним на раму грабилице. Оне су обично обешене о куку обичне дизалице. Предност им је у томе што се лако могу отворити и затворити жељеном брзином и на било којој висини. Недостатак им је велика сопствена тежина [4].

Специјалне грабилице имају специјалне врсте чељусти у зависности од материјала који се преноси. Ове грабилице се изводе као двоужетне или моторне [4].

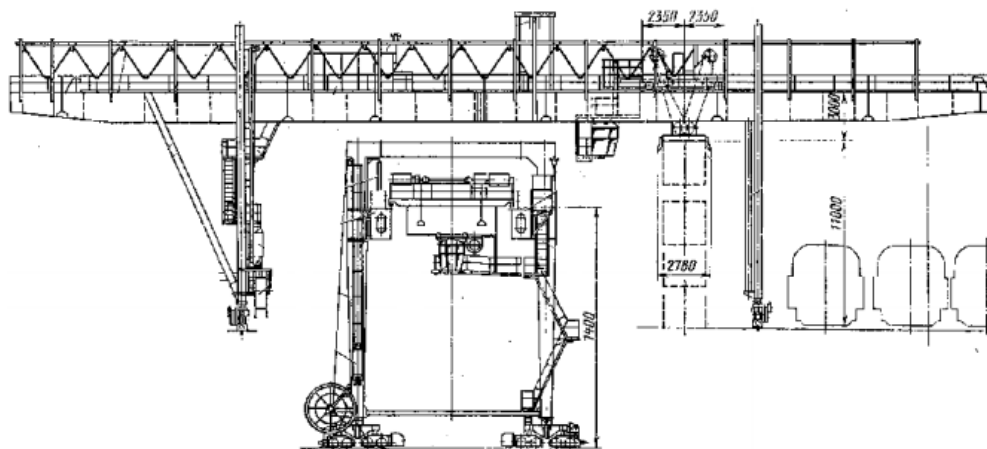


Слика 3.11 Специјалне грабилице [6]

3.2 Транспорт и претовар контејнера

Контејнерски транспорт је један од начина који пружа велике могућности за смањење трошкова транспорта, а тиме и крајње цене производа. Транспорт контејнерима је почео нагло да се развија у Европи почетком шездесетих година [5].

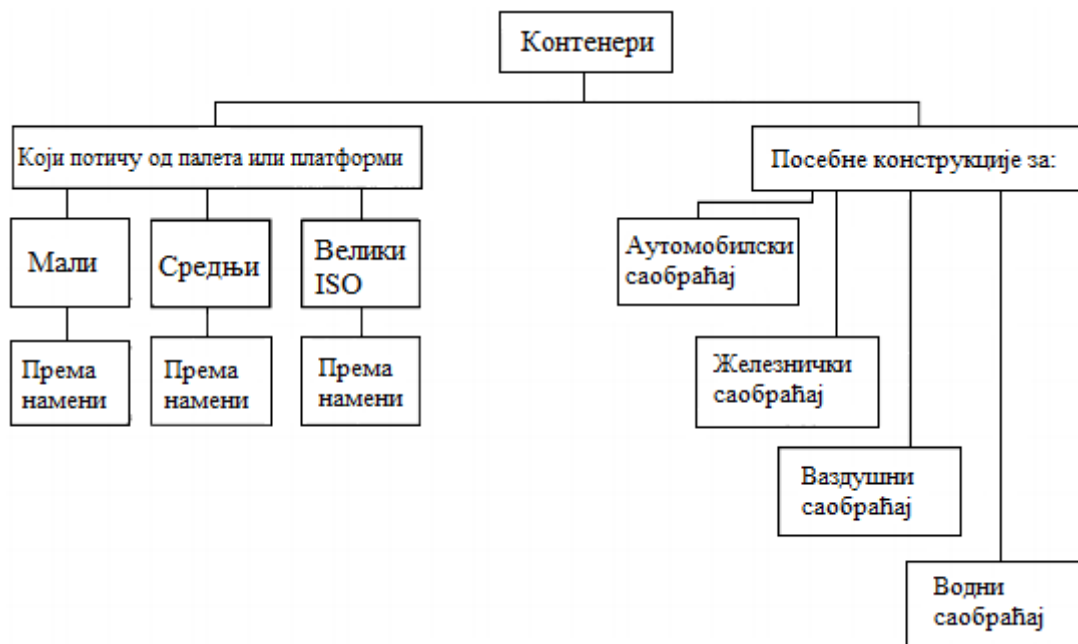
На слици 3.12 је приказана рамна контејнерска дизалица VEB Kranbau Wittenberg



Слика 3.12 Рамна контејнерска дизалица (VEB Kranbau Wittenberg) [3]

Општа сагласност је да се рамне дизалице за контејнерски транспорт деле на:

- мале са укупном масом до $\sim 2,5$ t,
- средње са укупном масом до ~ 10 t и
- велике или тешке са укупном масом преко 10 t.



Слика 3.13 Класификација контејнера [3]

Најсложеније проблеме утовара и истовара контејнера на терминалима решавају дизалице. Њихове конструктивно технолошке карактеристике треба да омогуће:

- одговарајућу носивост, висину дизања и површину опслуживања,
- лако и безбедно хватање, дизање, преношење и одлагање контејнера,
- одређену производност у јединици времена.

Брз развој контејнерског транспорта поспесио је развој специјалних облика дизалица за рационалан претовар контејнера. У друмско-железничким терминалима рамне дизалице су обично основни структурни елемент претоварно - складишног система, док се у лучким терминалима рамне дизалице по правилу комбинују и са другим технолошким елементима. Повећање броја контејнера и увођење бродова већег капацитета у циљу рационализације транспорта имали су значајан утицај на промене техничко-технолошких параметара контејнерских дизалица намењених за рад у контејнерским терминалима великих поморских лука [3].

Опремање терминала врши се опремом различитог степена сложености, специјализованом или прилагођеном условима рада, па у тој зависности и подела истоварно – претоварних средства може бити различита [5]:

- а) Према месту локације:
 - истоварно – претоварна средства на лучко – железничко – друмским терминалима,
 - истоварно – претоварна средства на железничко – друмским терминалима,
 - утоварно – истоварна средства на просторима производних предузећа.
- б) Према изгледу конструкције:
 - рамне дизалице са препустима према води и копу,
 - рамне дизалице без, са једним, или оба препуста,
 - мобилне дизалице на точковима или гусеницама,
 - специјална средства.

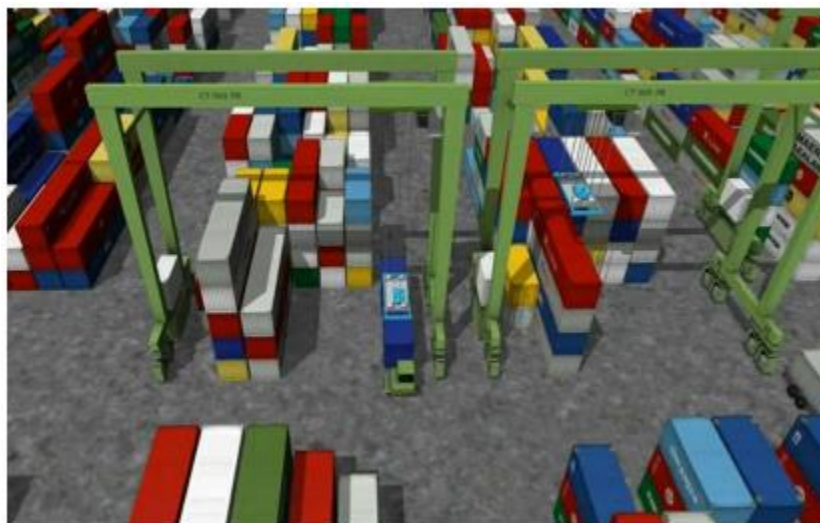


Слика 3.14 Рамна дизалица за контејнерски терминал [2]

Према степену аутоматизације рада рамне дизалице се деле на:

- аутоматизоване,
- полуаутоматизоване,
- неаутоматизоване.

Намена рамне дизалице диктира степен аутоматизације рада. Аутоматизоване и полуаутоматизоване порталне дизалице представљају неопходност за контејнерске терминале великог капацитета, у модерним светским лукама. Контејнери се након истовара са брода складиште у луци у правоугаоним блоковима које опслужује портална дизалица. Позиционирање контејнера у блоку се одвија потпуно аутоматски, при чему се избор локације и управљање врше системом који управља процесима складиштења контејнера (TOS). Радње које се врше у току овог процеса се управљају системима који, помоћу информација од сензора, камера, ласера и мерних уређаја на колицима и хватачима контејнера, на крају врше позиционирање терета са толеранцијом од ± 5 центиметара [2]. Развијени су софтвери који омогућавају виртуелну симулацију транспортног тока у контејнерским терминалима, слика 3.15.



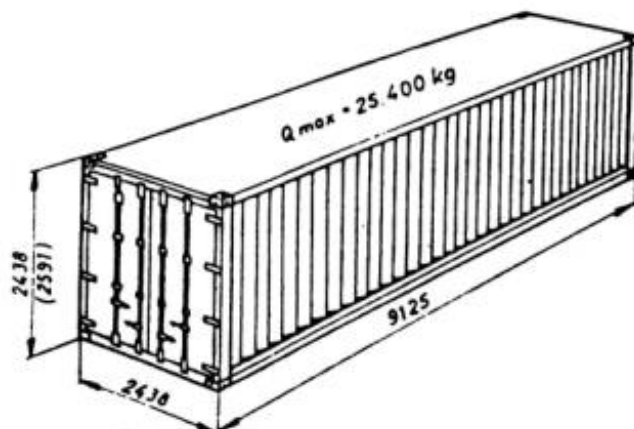
Слика 3.15 Приказ виртуалне симулације транспорта контејнера, ТВА [2]

Појам полуаутоматизације подразумева да се све радње на складишту одвијају аутоматски, а да се тек у процесу претовара контејнера (до тренутка када се контејнер нађе до 1 m изнад возила) укључује и руковаоц дизалице.

Неаутоматизоване порталне дизалице су све остале дизалице где командовање радњама обавља руковаоц из кабине или са пода [2].

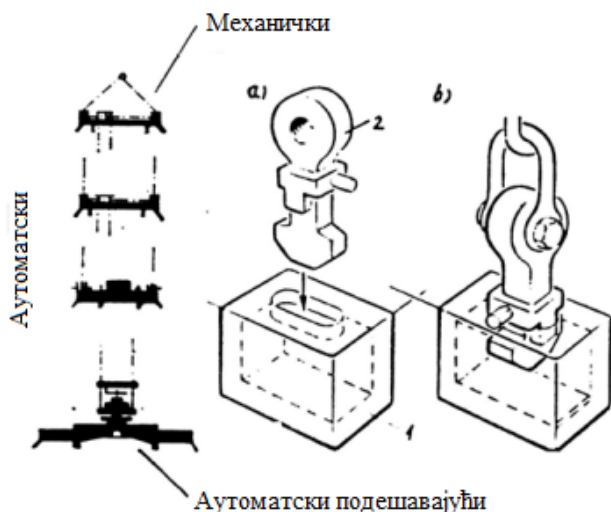
3.2.1 Механизми контејнерских дизалица

Поред носеће конструкције која се по изгледу доста разликује од дизалица нормалне намене, ове дизалице се знатно разликују и по опремљености различитих механизма са циљем да се задовоље строги експлоатациони захтеви. Носећа конструкција контејнера (слика 3.15) прилагођена је и димензионисана само за одређене начине хватања.



Слика 3.16 Универзални контејнер за комадну робу [5]

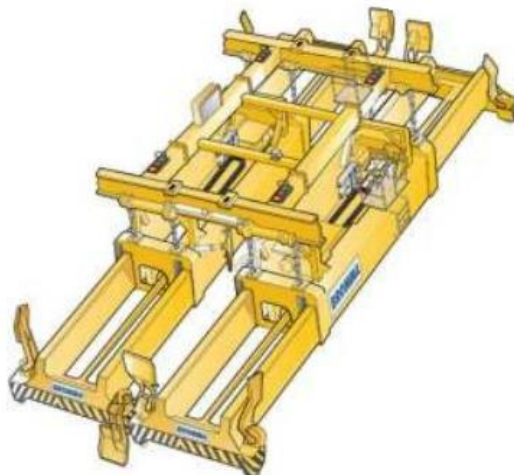
Данашњи хватач – „спредер“ универзалног типа је телескопски, хидрауличног дејства, са аутоматским хватањем и забрављивањем контејнера различитих дужина. Управо конструкција хватача у мноме дефинише остале карактеристике дизалице.



Слика 3.17 Захватни уређаји и начин забрављивања [5]

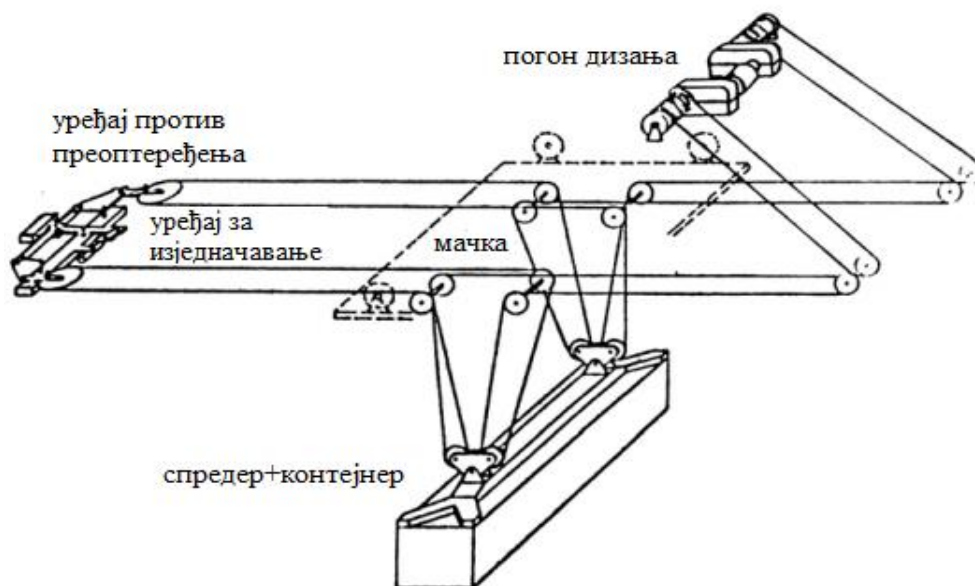
Начин вешање хватача битан је за миран рад дизалице, без великих осцилација терета које проузрокује транслаторно померање и обртање контејнера. Претеча ових хватача је механички за одређену димензију контејнера обешен о куку дизалице за чији рад је потребно присуство човека. У току дуже употребе или неправилног хватања, може доћи до оштећење контејнера, а тиме и до проблема његовог претовара [5].

Хватач за такве прилике треба да буде опремљен додатним захватним рукама које се аутоматски или механички спуштају са стране контејнера и хватају га одоздо. Врло често код терминала који раде и са осталом коадном и расутом робом, хватач треба да поседује куку или да обезбедити могућност замене хватача одговарајућом грабилицом [5].



Слика 3.18 Спредер за хватање контејнера [11]

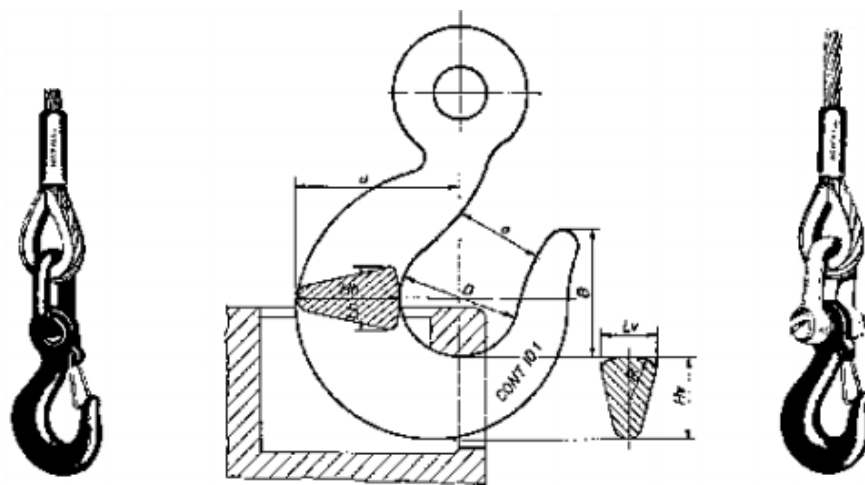
Од механизма за дизање се захтева да подигне терет (хватач и контејнер), држи га безбедно на било којој висини и обезбеди укупну потребну висину која се код лучких терета састоји од тзв. висине изнад и испод „ГИШ“ (горња ивица шине), да по тежини и габариту буде што мањи, а по конструкцији што једноставнији. Ради повећање продуктивности обично су конструкције са два брзинама, за рад са пуним односно празним контејнером [5]. На слици 3.19 је приказан механизам за дизање у контејнерским терминалима.



Слика 3.19 Механизам за дизање – начин премотавања ужади [5]

Специјални захватни уређаји са обртним чеповима користе се у контејнерским терминима са великом фреквенцијом промета. У мањим претоварним местима се користе помоћна захватна средства са кукама на привезницама.

На слици 3.20 показана је изглед ових кука и одговарајућих привезнице које су везане за челичну рамну конструкцију уређаја за пренос контејнера [3].



Слика 3.20 Контејнер кука [3]

Захтев за обртање, који се често јавља због прилагођавања положаја транспортног средства усложњава и онако сложену концепцију конструкције. Данас се успешно решава уградњом обртне кутличне везе на висећој мачки или самом хватачу односно конструкцијом обртне мачке са ослањањем точкова на клизну шину код двогредних дизалица. Сваки од ових начина има своје предности и недостатке али је битно напоменути да овде треба ићи на обртање до $\pm 90^\circ$ [5].

Нагињање од $\pm 5^\circ$ је захтев код дизалица на лучким терминалима при хватању контејнера са бродова чија је палуба нагнута због неравномерности оптерећења, такође усложњава конструкцију. Решење овог проблема успешно се остварује допунским кретањем једне или друге вешане стране хватача, посебним уређајима на самом хватачу или мачки.

Регулација брзина при покретању или заустављању механизма остварује се употребом тиристора, који обезбеђује готово континуалну промену брзине од 0 до максималне вредности [5].

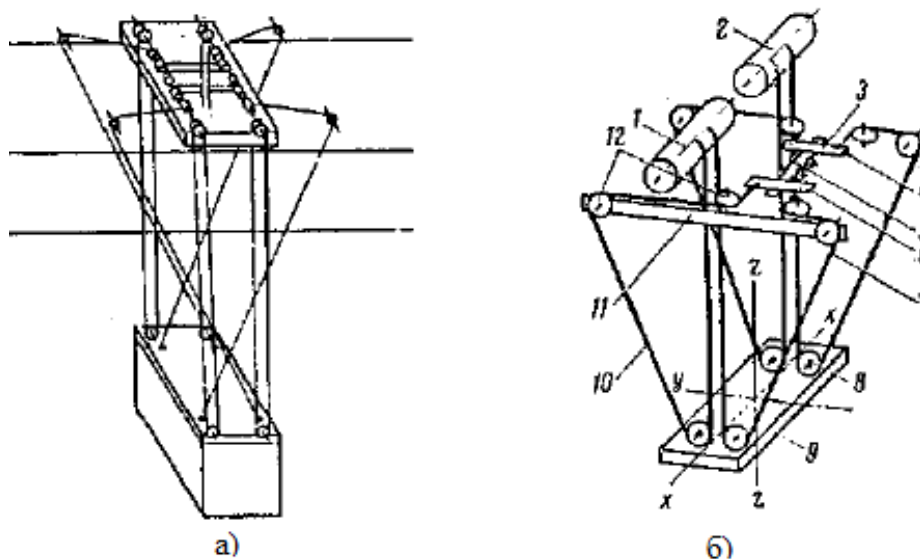
Пригушењу осцилација које настају услед трансаторног померања терета или обртања, придаје се посебна пажња јер директно утичу на трајање радног циклуса, а тиме и укупне производности дизалица. Где је од велике важности брзо и тачно навођење спредера на контејнер. У свету се спроводе посебна испитивања трајања пригушења код различитих начина вешања, варирањем одговарајућих параметара као што су: растојање тачака вешања на спредеру у функцији дужине висећих ужади. Торзионе осцилације доводе и до конструкције посебног уређаја на њихово пригушење [5].

3.2.2 Погонски механизам за дизање и кретање колица

Код ових дизалица погонски механизми за дизање и кретање колица су смештени на самим колицима. При том је неопходно системом котурача обезбедити ширење кракова ужади. У употреби је неколико концепција које су показане на слици 3.21.

На слици 3.21 а) показана је једноставна концепција погонског механизма за дизање са 4 добоша која могу бити механички или електрично везани. Додатна ужад Х облика шнирања су за пригушење њихања и намотавају се на добоше посебног механизма који су за исту страну повезани механички. Лева и десна страна могу имати независне електромоторе, а може бити и један електромотор за цео систем. Ако се уграде један или два асинхрона електромотора и хидродинамичке спојнице са великим клизањем, обезбеђује се затегнутост ужади и опирање (пригушење) при премотавању ужади код њихања.

На слици 3.21 б) показано је извођење где ужад за дизање чине трапезну форму. Крајеви ужади су везани за полуге (4 и 6) и преко ужнице 12 и 8 ужад (поз. 7 и 10) се намотавају на добоше 1 и 2. Полука 11 везана је за конструкцију колица у средини зглобно и још са два амортизера ради пригушивања њихања око осе х. Клизач 5 у вођицама 3 има и хидроцилиндар који зависно од положаја тежишта контејнера помера полуге 4 и 6 и тиме доводи контејнер у хоризонтални положај (закретање око осе у).



Слика 3.21 Концепције погонског механизма за дизање [3]

3.3 Ужад

У транспортним машинама се примењује кудељна и челична ужад. Кудељна ужад имају слабе механичке особине и примењују се само за уређаје са ручним погоном, као и за везивање терета за носећи део дизалице. Челична ужад се примењују код свих механизма и са ручним и са моторним погоном.

Ужад се израђују од танких челичних жица, које се приликом израде и термички обрађују. Жице се на специјалним машинама савијају у струкове, а струкови у ужад.

Основе за прорачун челичних ужад за општу намену утврђене су стандардом SRPS EN 354:2012 и дате су у табели 3.4. Најчешће се за дизалице примењују ужад са шест струкова и са 19 и 37 жица у струку [4]. Избор пречника ужета за задату носивост добија се из услова:

$$F_r > k_u \cdot F_u = k_u \cdot \frac{Q + G_k}{m} \quad (3.6)$$

где су: F_r – најмања рачунска прекидна сила ужета,

F_u – радна сила у ужету при дизању номиналног терета константном брзином,

G_k – тежина котураче,

m – број котурова ужета,

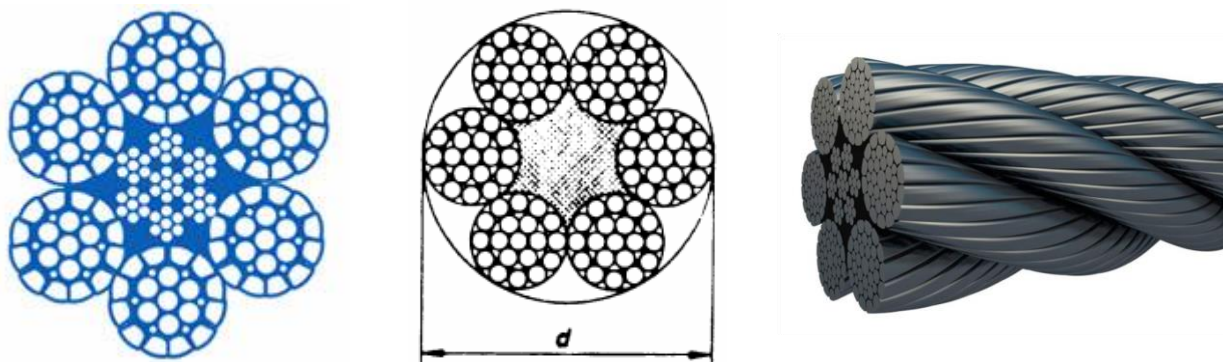
k_u – степен сигурности у односу на јачину кидања ужета.

Табела 3.3 Степен сигурности ужета [4]

Намена ужета	Врста погона и режим рада	Коефицијент k_u
Уже за дизање терета и дизање стреле дизалица са испустом	Ручни	4,5
	Машински:	
	Лаки	5,0
	Средњи	5,5
	Тешки, веома тешки	6,0
Ужад на дизалицама са грабилицама:		
Грабилица са одвојеним погоном са два мотора,		6,0
Грабилица са погоном са једним мотором		5,0
Грабилица са једним ужетом и моторне грабилице		5,0
Уже витлова за дизање људи		9,0

Поред истезања, поједине жице челичног ужета су напрегнуте и на савијање приликом преласка ужета преко котурова и добоша, али су напрегнуте и на увијање. Савијање жица мало утиче на статичку јачину ужета, оно више утиче на појаву замора материјала, услед чега долази до кидања појединих жица. Хабање ужета услед савијања преко котурова и добоша зависи од односа D/d (однос пречника котура или добоша према пречнику ужета).

Овај однос не треба да буде мањи од $D/d \geq 16 \div 30$, у зависности од врсте погона механизма [4].



Слика 3.22 Конструкција ужета за дизање терета код рамних дизалица [6]

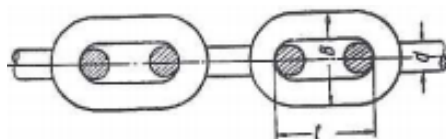
Табела 3.4 Стандардне димензије ужета 6х19 [6]

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Називно пречник ужета		Маса ужета		Рачунска прекидна сила				Најмања прекидна сила			
				При називној чврстоћи жице од							
		d	Толеран- ција	Влакна- сто језгро	Челичн о језгро	1570 МПа		1770МПа		1570 МПа	
M ₁	M ₂			F _{r1}	F _{r2}	F _{r1}	F _{r2}	F _{min1}	F _{min2}	F _{min1}	F _{min2}
mm	%	kg/m	kg/m	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN
3	+8 0	0,0311	0,0342	-	-	5,69	6,6	-	-	4,90	5,29
4	+7	0,0554	0,0609	-	-	10,1	11,7	-	-	8,70	9,40
5	0	0,0865	0,0952	-	-	15,8	18,3	-	-	13,6	14,7
6	+6	0,125	0,138	-	-	22,8	26,4	-	-	19,6	21,2
7	0	0,170	0,187	-	-	31,0	36,0	-	-	26,7	28,8
8	+5 0	0,221	0,243	35,9	41,7	40,5	47,0	30,9	33,3	34,8	37,6
9		0,280	0,308	45,4	52,7	51,2	59,4	39,1	42,2	44,1	47,6
10		0,346	0,381	56,1	65,1	63,3	73,4	48,2	52,1	54,4	58,8
11		0,419	0,461	67,9	78,7	76,5	88,8	58,4	63,1	65,8	71,1
12		0,498	0,548	80,8	93,7	91,1	106	69,5	75,0	78,3	84,6
13		0,585	0,643	94,8	110	107	124	81,5	88,1	91,9	99,3
14		0,678	0,746	100	128	124	144	94,6	102	107	115
16		0,886	0,974	144	167	162	188	124	133	139	150
18		1,12	1,23	182	211	105	238	156	169	176	190
20		1,38	1,52	224	260	253	293	193	208	218	235
22		1,67	1,84	272	315	306	355	234	252	263	284
24		1,99	2,19	323	375	364	423	278	300	313	338
26		2,34	2,57	379	440	428	496	326	352	368	397
28		2,71	2,98	440	510	496	575	378	409	426	461
32		3,54	3,90	575	666	648	751	494	534	557	602
36		4,48	4,93	727	843	820	951	625	675	705	761
40		5,54	6,09	898	1040	1170	1170	722	834	870	940
44		6,70	7,37	1090	1260	1220	1420	934	1010	1050	1140
48		7,97	8,77	1290	1500	1460	1690	1110	1200	1250	1350
52		9,36	10,3	1520	1760	1710	1980	1300	1410	1470	1390
56		10,9	12,0	1760	2040	1980	2300	1510	1630	1710	1840
Напомена: Величине са ознаком 1 односе се на челичну ужад са влакнастим језгром, а величине са ознаком 2 на челичну ужад са челичним језгром.											

3.4 Ланци

У транспортним машинама примењују се заварени ланци и зглобни (Галови) ланци.

Заварени ланци су састављени из прстенова овалног облика, израђени су од челика округлог пресека. Постоје ланци са дугим и са кратким прстеновима. Код дугих прстенова је дужина већа од $5d$ ($l > 5d$, где је d – пречник материјала) [4].



Слика 3.23 Заварени ланац са дугим прстеном [4]

Ланци са кратким прстеном деле се на калибрисане и некалибрисане. Заварени ланци се ретко користе код дизалица. Калибрисани ланци се примењују за ручне дизалице мањих носивоости и малих брзина дизања (до $0,5 \text{ m/s}$), а некалибрисани за везивање терета за носећи орган. Димензије ланца се могу одредити помоћу степена сигурности и оне представљају стандардне вредности:

$$S_{\max} = \frac{S_0}{k_u}. \quad (3.7)$$

Табела 3.5 Степен сигурности за заварене ланце [4]

Врста погона	Некалибрисани ланци	Калибрисани ланци
Ручни	3	4,5
Моторни	6	8

Зглобни (Галови) ланци израђују се од ламела од челика, које су спојене осовиницама. Примењују се код дизалица за дизање терета ручним путем, као и код моторних дизалица велике носивости, а мале брзине дизања. Предност зглобних ланаца у односу на заварене огледа се пре свега у већој сигурности, и у већој савитљивости, због чега се могу применити ланчаници и добоши мањих димензија. Недостатак зглобних ланаца је у томе што они могу да раде само у једној равни, јер се при косом затезању ланца јављају допунска напрезања у ламелама, што може довести до његовог лома [4].

Табела 3.6 Степен сигурности за зглобне ланце [4]

Брзина кретања ланца	до $0,25 \text{ m/s}$	до $0,5 \text{ m/s}$	$1 \div 1,5 \text{ m/s}$
Степен сигурности	5	6	8

3.5 Котури

У механизму за дизање, котур се примењује или да промени правац савитљивог елемента или као део котураче, која се уводи ради смањивања момента од терета.

Ужад и ланци при пролазу преко котура не треба да буду изложени великим напрезањем на савијање, као и опасности брзог хабања. Ободи котура треба да обезбеде несметано улажење и излажење ужета односно ланца, не стварајући при томе непотребне отпоре. Да би се обезбедио довољан век савитљивог елемента, као и да би се избегла повећана напрезања на савијање, прописују се оптимални најмањи пречник котура, и то:

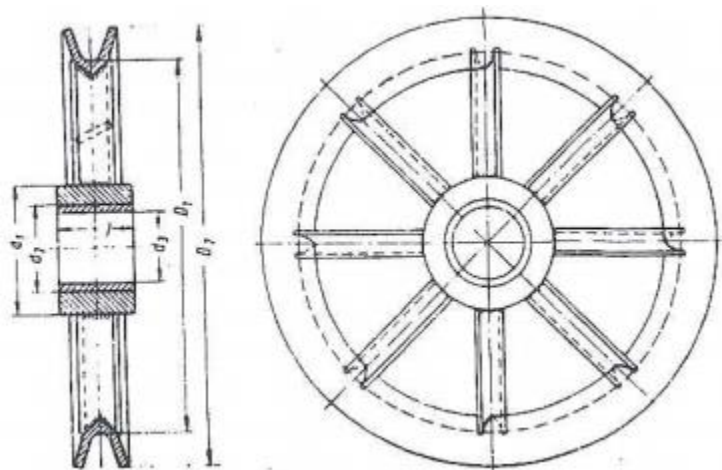
- За кудељну ужад $D_K \geq 10d$,
- За заварене ланце $D_K \geq 20d$,
- За челичне ланце $D_K \geq (16 \div 30)d$ [4].

D_K је називни пречник котура измерен по средњој линији савитљивог елемента, а d је пречник ужета.

Табела 3.7 Вредности D/d [4]

Грађевинске дизалице, железничке, гусеничке, аутодизалице и сл. дизалице	Начин погона	Режим рада	D/d
	Ручни погон Моторни погон	- Лаки Средњи Тешки	16 16 18 20
Све остале дизалице	Ручни погон Моторни погон	- Лаки Средњи Тешки	18 20 25 30

Котури се израђују од ливеног гвожђа, челичног лива и заварени, радна површина обода котура се механички обрађује. У главчини котура се обично убацује чаура најчешће од бронзе, а додирне површине између осовине и чауре подмазују се машћу [4].

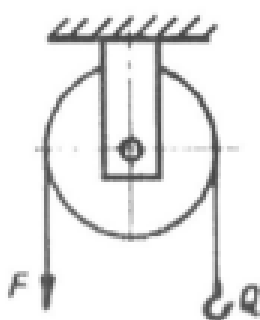


Слика 3.24 Конструкција котура [4]

Табела 3.8 Стандардни пречници котура [4]

Профил обода												Главчина			
r	h	b ₁ Сиви лив	b ₁ ČL и Č	Котури за ужад групе 0			Котури за изтавнавање групе 0 до 4		Котури за ужад групе 1 - 4			d ₁	Највећи пречник d ₂ H ₇		Пречник рупе d ₃ за чауре DIN 1850 у главчинама од сивог лива и челика
				D ₁	За уже пречника mm		D ₂	За уже пречника mm	D ₁		За уже пречника mm		Сиви лив	ČL и Č	
					норм.	мах.			Извођ. I	Извођ. II					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
2,5	10	18	18	63	3,5	5	-	-	100	125	5	25	-	12	Од 10
3,2	12,5	22	22	80	5	6,5	-	-	125	160	6,5 – 5	32	14	18	10 – 14
4	15	28	28	100	6,5	8	100	8 – 5	160	200	8 – 6	40	20	25	14 – 20
5	17,5	32	32	125	8	10	125	9,5 – 8	200	250	10 – 8	50	28	32	20 – 25
6,3	20	38	36	160	10	13	160	12 – 9	250	315	13 – 9	60	36	42	25 – 35
7	22	41	39						280	355	14 – 10				
8	25	45	43	200	13	16	200	15 – 11	315	400	16 – 11	70	45	50	35 – 42
9	30	55	50						(355)	(450)	18 – 13	80	55	60	42 – 50
10	32,5	60	55	250	16	20	250	19 – 14	400	500	21 – 15	90	60	65	50 – 56
11	35	65	60						(450)	(560)	23 – 17	100	65	75	56 – 67
12,5	37,5	70	65	315	20	26	315	24 – 17	500	630	26 – 19	120	75	90	67 – 80
14	40	75	70				(355)	27 – 22	(560)	710	29 – 21	140	90	105	80 – 95
16	45	80	75	400	27	33	400	30 – 24	630	800	33 – 23	160	110	120	95 – 110
18	50	90	85				(450)	34 – 31	710	900	37 – 26	180	13	140	110 – 130
20	55	100	95				500	38 – 31	800	1000	42 – 29	200	150	160	130 – 145
22,5	60	110	105				(560)	43 – 34	900	1120	47 – 33	220	165	180	145 – 165
25	67,5	120	115				630	48 – 38	1000	1250	51 – 37	250	195	205	165 – 190
							710	54 – 43	1120	1400	58 – 42	280	220	230	
28	75	135	125				800	58 – 48	1250	1600	58 – 45	310	250	260	
							900	58 – 54	1400	1800	58 – 51	340	275	290	
									1600	2000					

Код механизма за дизање терета могу се користити тзв. непокретни или покретни типови котурава.



Слика 3.25 Пренос преко непокретног котура [2]

Ако су познати: носивост дизалице (Q) и сила затезања ужета (F), онда се веза терета и силе у ужету се успоставља преко следеће релације:

$$F = Q \cdot \varepsilon_n, \quad (3.8)$$

$$\frac{1}{\varepsilon_n} = \eta_n, \quad (3.9)$$

$$F = \frac{Q}{\eta_n}. \quad (3.10)$$

где су:

ϵ_n - коефицијент отпора катура,

η_n - степен корисности непокретног катура.

Наведене вредности су дате у следећој табели.

Табела 3.9 Вредности ϵ_n и η_n [2]

Савитљиви елемент	ϵ_n	η_n
Калибрисани ланац		
- подмазани	1.06	0.94
- неподмазани	1.08	0.926
Челично уже		
Котурови са котрљајним лежајима	1.02	0.98



Слика 3.26 Пренос преко непокретног катура [2]

Из услова равнотеже следи да је:

$$Q = F + S_1, \quad (3.11)$$

$$S_2 = \epsilon_n \cdot S_1, \quad (3.12)$$

$$F = S_2. \quad (3.13)$$

$$F = S_2 = \epsilon_n \cdot S_1, \quad (3.14)$$

$$S_1 = \frac{F}{\epsilon_n}. \quad (3.15)$$

Односно:

$$Q = F + \frac{F}{\epsilon_n} = F \cdot \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n}\right), \quad (3.16)$$

$$Q = F \cdot \frac{\varepsilon_n + 1}{\varepsilon_n}, \quad (3.17)$$

$$F = \frac{\varepsilon_n + 1}{\varepsilon_n} \cdot Q. \quad (3.18)$$

Када би посматрали статички равнотежу било би:

$$F = \frac{Q}{2}. \quad (3.19)$$

Према горњој једначини:

$$F = \frac{\varepsilon_n + 1}{\varepsilon_n} \cdot Q, \quad (3.20)$$

$$F = \varepsilon_p \cdot \frac{Q}{2}, \quad (3.21)$$

$$\varepsilon_p = \frac{2 \cdot \varepsilon_n}{\varepsilon_n + 1}. \quad (3.22)$$

где је: ε_p - коефицијент отпора покретног котура

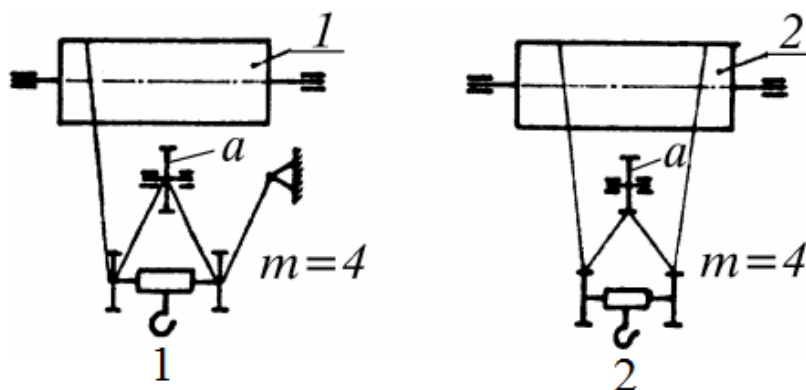
За покретни котур важи једначина:

$$\eta_p = \frac{1}{\varepsilon_p} = \frac{2 \cdot \varepsilon_n}{\varepsilon_n + 1} = \frac{\frac{1}{\eta_n} + 1}{2 \cdot \frac{1}{\eta_n}} = \frac{\eta_n + 1}{2}, \quad (3.23)$$

$$F = \frac{Q}{2} \cdot \frac{1}{\eta_p}. \quad (3.24)$$

3.6 Котураче

Котураче се уводе у механизам за дизање да би се умањила сила затезања ужета, као и момент терета на добошу. Увођењем котураче у механизам за дизање добија се мањи преносни однос између мотора и добоша, а тиме и економичнија конструкција. Котураче представљају систем котурова преко којих је пребачено вучно уже. Оне могу да служе за смањење вучне силе механизма за дизање или за повећање брзине дизања. Код дизаличних машина у главном се примењују котураче за смањење вучне силе [4].



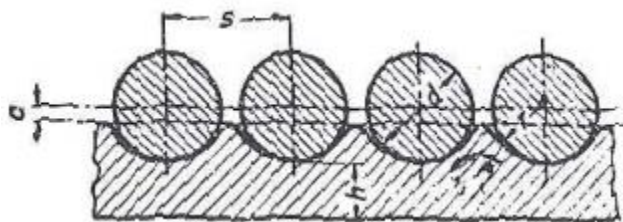
Слика 3.27 Проста (1) и двојна (2) катурача [6]

Код простих катурача један крај уjeta је чврсто везан за ослонац, а други се намотава на добош. Код дизаличних машина се углавном примењују двојне катураче, код који се оба краја уjeta намотавају на добош. Котур „а“ се назива котур за изравнавање и служи да изравна евентуалне неједнакости у дужинама оба крака уjeta. Двојна катурача представља у ствари две паралелно постављене просте катураче чији је број кракова уjeta $m/2$ ако је уже обешено о m кракова [4].

3.7 Добош

Добош служи да претвори обртно кретање делова механизма за дизање у транслаторно кретање терета. Добош нормално има цилиндрични облик, а у специјалним случајевима израђују се и конични добоши.

У већини случајева уже се намотава на добош у једном слоју, при већим висинама дизања, дозвољава се намотавање у више слојева, при чему уже трпи повећане површинске притиске, због чега и има мањи век трајања [4]. Код машинских погона уже се обично води по завојним жлебовима нарезаним на добош.



Слика 3.28 Димензије жљебова код добоша [4]

Табела 3.10 Конструктивне мере жљебова код добоша [4]

Пречник ужета, mm	10	13	16	19	22	27	33	40	44
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Пречник добоша се добија из табеле 3.8.

Број завојака на добошу, када је примењена проста катурача у механизму за дизање, је:

$$z = \frac{H \cdot m}{\pi \cdot D} + 2. \quad (3.25)$$

где су: m – преносни број катураче,

D – пречник добоша,

H – висина дизања терета.

Дужина нарезаног дела добоша је:

$$l = s \cdot z = s \cdot \left(\frac{H \cdot m}{\pi \cdot D} + 2 \right). \quad (3.26)$$

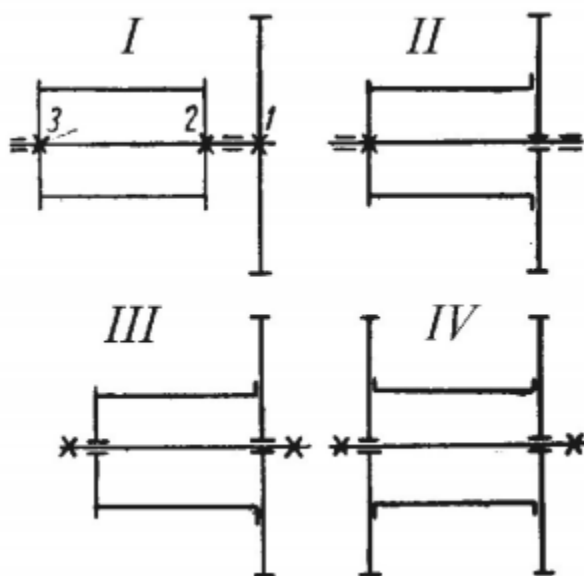
где је: s – корак завојног жлеба, који се узима да је 2 – 3 mm већи од пречника ужета.

Ако је на добош примењена двојна катурача и ако се са стране дода по $4s$, онда ће пуна дужина добоша бити:

$$L = \left(\frac{2H \cdot m}{\pi \cdot D} + 12 \right) \cdot s + l_1. \quad (3.27)$$

где је: l_1 – део добоша између навојака.

Погон добоша се може остварити на разне начине:



Слика 3.29 Погон добоша [4]

I – Добош клинова везан за витло на којем је чврсто везан зупчаник погона.

II – Добош је директно везан са зупчаником, осовина се окреће заједно са добошем и ослоњена је на спољна лежишта.

III – Добош се заједно окреће са зупчаником око непокретне осе.

IV – Погон се добија помоћу два зупчаника [4].

Најмања допуштена дебљина ливених добоша је $\delta = 12 \text{ mm}$, а њихова дебљина се оријентационо може одредити према:

$$\delta \approx 0,02 \cdot D + (0,6 \div 1). \quad (3.28)$$

Ако дужина добоша има вредност $l > 2D$ потребно је дебљину зида проверити на савијање и увијање [4].

Добош за ланце се у новије време веома ретко користи. Њихов пречник је $D > 20d$, где је: d – пречник материјала од којег је ланац направљен.

Дужина добоша се одређује на исти начин као и код добоша за уже. Дебљина зида добоша за ланце је:

$$\delta \approx (0,75 \div 1,3) \cdot d. \quad (3.29)$$

3.8 Кочнице

Да би се рад било ког механизма дизаличне машине могао контролисати, сваки механизам има свој сопствени кочни уређај:

- код механизма за дизање терета кочница обезбеђује задржавање терета на жељеној висини,
- код механизма за окретање окретних дизалица кочница смањује време заустављања
- код механизма за кретање кочница обезбеђује заустављање на жељеном месту.

По својој намени кочнице се деле на следеће групе:

- а) Кочнице за спуштање, које могу да регулишу брзину спуштања. Оне примају потенцијалну енергију терета који се спушта.
- б) Кочнице за кретање, примају кинетичку енергију дизалице или колица који се крећу и прекидају даље кретање.
- с) Кочнице за заустављање, служе да задрже терет на одређеној висини после завршетка кретања или спуштања.

Поред наведених подела, кочнице се деле још и на електричне и механичке. Електричне кочнице претварају кретања у електричну енергију, а механичке у топлоту преко трења.

Према конструктивном извођењу механичких кочница разликују се:

- а) кочнице са папучом,
- б) кочнице са траком,
- с) кочнице са диском [4].

Табела 3.11 Степен сигурности кочнице [6]

Погонска класа	1	2	3	4
Степен сигурности	1,5	1,75	2	2,5



Слика 3.30 Добош кочница и кочница са диском [6]

Избор одговарајуће кочнице у механизмима за дизање спроводи се према једначинама:

$$M_k = v_k \cdot M'_{st(k)} \quad (3.30)$$

$$M_k = v_k \cdot M'_{st} \cdot \eta^2. \quad (3.31)$$

где су:

M_k – стварни кочни момент,

$M'_{st(k)}$ – момент статичких отпора редукован на вратило ЕМ за случај кочења,

M'_{st} – погонски момент ЕМ потребан за савладавање отпора устаљеног кретања.

$$M'_{st} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i_r \cdot \eta}. \quad (3.32)$$

На основу израчунате вредности стварног кочног момента (M_k) усваја се кочница из каталога одређеног произвођача, који даје све потребне димензије кочнице [8]. Провера усвојеног решења се врши тако што треба израчунати:

- Стварну нормалну силу на кочном добошу

$$F_N = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k, \quad (3.33)$$

где су: F_k – сила кочења,

i_k – преносни однос катураче,

η_k – степен корисности степена катураче.

- Стварни кочни момент

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k, \quad (3.34)$$

где су: D_k — пречник кочног добоша,

μ_k — коефицијент трења облоге папуче о кочни добош.

- Стварни степен сигурности

$$v_k = \frac{M_k}{M_{st} \cdot \eta^2}, \quad (3.35)$$

- Специфични притисак

$$p = \frac{F_N}{A_p}, \quad (3.36)$$

где је: A_p — површина облоге.

- Специфична снага кочења

$$p \cdot v_k \leq (p \cdot v_k)_{doz}. \quad (3.37)$$

3.9 Електромотор

Електромотори дизаличних машина раде са прекидима. За време прекида они се хладе од загревања за време радног периода. Релативним трајањем рада TR % назива се однос збира времена $\sum t$ рада мотора у току једног циклуса и времена трајања циклуса T_0 , изражен у процентима.



Слика 3.31 Електромотор [10]

Режим рада електромотора који ради на дизаличном уређају је специфичан, јер поред радног хода мотор мора да омогући повратни ход обртања у супротном правцу, као и да ради кратковремено са великим бројем укључивања [4].

Ако је за радни период $\sum t$ потребна снага у kw, онда, са гледишта температурног режима мотора, снага мотора који би непрекидно радио у току целог циклуса, била би:

$$N_{ekv} = N \cdot \sqrt{\frac{\sum t}{T_0}} = N \cdot \sqrt{\frac{(TR \%) }{100}}. \quad (3.38)$$

Стандардне вредности релативног трајања рада $(TR)_0$ износе 15%, 25% и 40%. На сваком мотору, као и у каталозима, назначена је снага при стандардној вредности $(TR)_0$. Да би се правилно изабрао мотор, потребно је одредити релативно трајање рада $TR\% = \frac{\sum t}{T_0} \cdot 100 \%$, и по прорачунатој снази устаљеног кретања одредити одговарајућу снагу N_0 при стандардној вредности $(TR)_0 \%$ по обрасцу:

$$N_0 = N \sqrt{\frac{(TR)}{(TR)_0}}. \quad (3.39)$$

У случају када је тешко одредити стварну вредност релативног трајања рада TR, могу се за прорачун узети вредности дате у следећој табели. [4]

Табела 3.12 Стандардне вредности за TR [5]

Врста механизма	Карактер рада		
	Дизалице које напорно раде		Рад средње интензивности
	Окретне дизалице са грабилицама	Дизалице са куком које раде на претовару масовних терета	
Механизам за дизање	40 – 60 %	40 – 60 %	25 – 40 %
Механизам за окретање	60 % и више	40 – 60 %	25 – 40 %
Механизам за промену дохвата	25 – 40 %	15 – 25 %	15%

Већина дизаличних мотора у току рада, раде са променљивим оптерећењем, у том случају следи да је:

$$N_{ekv} = \sqrt{\frac{N_1^2 t_1 + N_2^2 t_2 + N_3^2 t_3 + N_4^2 t_4}{T_0}} = \sqrt{\frac{N^2 t}{T_0}}. \quad (3.40)$$

Према томе, потребна снага мотора имајући у виду податке из каталога о моторима и њиховим стандардним вредностима $(TR\%)_0$ одређује се по обрасцу:

$$N_0 = \sqrt{\frac{\sum (N^2 t) \cdot 100}{T_0 \cdot (TR\%)_0}}. \quad (3.41)$$

Оваквим избором снаге електромотора обезбеђено је да ће он радити у прописаним температурним границама, тј. да се неће прекомерно загревавати. После оваквог избора снаге, потребно је проверити мотор на преоптерећење. Ако је обртни момент мотора (који одговара његовој номиналној снази) обележен са M_{mot} , то је највећи допуштени момент:

$$M_{\text{max}} = \Psi \cdot M_{\text{mot}} = \Psi \frac{P_n}{\omega_m} \quad (3.42)$$

где је: Ψ - коефицијент преоптерећења који се налази у таблицама каталога мотора, који даје произвођач.

Да би се проверио мотор на највећи момент M_{max} потребно је одредити све моменте сила отпора при посматраном кретању и момент инерцијалних сила који се јављају у периоду неустаљеног кретања [4].

4 Пример прорачуна механизма за дизање терета

Полазни подаци:

Носивост дизалице:	$Q = 20 \text{ t}$
Брзина дизања:	$v_d = 5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Распон рамне дизалице:	$L = 25 \text{ m}$
Висина дизања:	$H = 10 \text{ m}$

4.1 Избор куке

Одабрана је једнокрака кована кука у калупу са ваљкастим стаблом (VK), ознаке 10, према подацима из табеле 3.1.

1) Провера врата куке:

Усваја се: $\sigma_{\text{doz}} = 40 \text{ MPa}$ [6]

d_5 — Усваја се из табеле 3.1

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_5^2} \leq \sigma_{\text{doz}} \quad (4.1)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 200000}{\pi \cdot (0,0868)^2} = 33,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{doz}} = 40 \text{ MPa}$$

Услов задовољава.

2) Провера навртке:

Усваја се: $p_{\text{doz}} = 32 \text{ MPa}$ [6]

t — Усваја се из табеле 3.1

$$H \geq 0,8 \cdot d_3 \quad (4.2)$$

$$H \geq 0,8 \cdot 100$$

$$H \geq 80 \text{ mm}$$

$$H \geq \frac{4 \cdot Q \cdot t}{\pi \cdot (d_3^2 - d_5^2) \cdot p_{doz}} \quad (4.3)$$

$$H \geq \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,012}{\pi \cdot (100^2 - 86,8^2) \cdot 32}$$

$$H = 38,727 \text{ mm}$$

Услов задовољава.

4.2 Избор ужета

$$F_r \geq k_u \cdot F_u = k_u \cdot \frac{Q + G_K}{m} = 5,5 \cdot \frac{200000 + 1059,48}{4} = 276,456 \text{ kN} \quad (4.4)$$

$k_u = 6,3$ – степен сигурности ужета табела 3.3

$G_K = 108 \cdot 9,81 = 1059,48 \text{ N}$ – тежина котураче [6]

$m = 4$ – број котурова ужета

Одабрано је обично уже (16x19=114), са челичним језгром табела 3.4, при рачунској сили $F_r = 276,456 \text{ kN}$ и при називној чврстоци жице 1570 МПа. Пречник ужета за погонску класу 3 је $d_u = 22 \text{ mm}$ усвојено из табеле 3.4.

4.3 Добош

4.3.1 Погон добоша:

Усвојена је концепција погона добоша означана као IV (слика 3. 26) . Следи усвајање димензија погонског добоша.

Висина прирубнице се израчунава као: $1,5 \cdot d_u = 1,5 \cdot 22 = 33 \text{ mm}$ [6]

Пречник добоша се израчунава преко израза:

$$D_{dob} = \left(\frac{D}{d}\right) \cdot d_u \quad (4.5)$$

$$D_{dob} = 22 \cdot 24 = 528 \text{ mm}$$

$\left(\frac{D}{d}\right) = 22$ – за добош табела 3.7

Усвојен је добош пречника $D_{dob} = 560 \text{ mm}$ [6]

Број завојака на добошу, у механизму за дизање, је:

$$z = \frac{H \cdot m}{\pi \cdot D_d} + 2 = \frac{10000 \cdot 4}{\pi \cdot 560} + 2 = 22,73 \text{ зареза} \quad (4.6)$$

Димензије жлебова према слици 3.25 или се могу усвојити према табели 3.10:

$s = 25 \text{ mm}$ – корак завојних жљебова

$r = 12 \text{ mm}$ – радијус кривине

$a_1 = 3 \text{ mm}$ – растојање центра ужета од центра радијуса жљеба

Дужина нарезаног дела добоша је:

$$l = s \cdot z = 25 \cdot 22,73 = 568,25 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Дужина добоша L (m) ако се на добош намотавају два крака ужета:

$$L = \left(\frac{2 \cdot H \cdot m}{\pi \cdot D_d} + 12 \right) \cdot s + l_1 = \left(\frac{2 \cdot 10000 \cdot 4}{\pi \cdot 560} + 12 \right) \cdot 25 + 230 = 1,61 \text{ m} \quad (4.8)$$

$$l_1 = 230 \text{ mm} [6]$$

Дебљина зида омотача добоша се оријентационо може израчунати:

$$\delta \approx 0,02 \cdot D_d + (0,6 \div 1) \quad (4.9)$$

$$\delta \approx 0,02 \cdot 560 + 0,6$$

$$\delta \approx 11,8 \text{ mm}$$

4.4 Електромотор

Снага потребна за савлађивање отпора при устаљеном (једноликом) кретању при дизању терета је:

$$P = \frac{(Q + G_k) \cdot v_d}{1000 \cdot \eta} = \frac{(200 \cdot 10^3 + 1059,48) \cdot 0,083}{1000 \cdot 0,87} = 19,18 \text{ kW} [6] \quad (4.10)$$

Усвајам електромотор из каталога „Север“: 1.ZK 200 L – 6 [12]

На основу каталога за одговарајући електромотор [12] усвојени су следећи подаци:

$P = 22 \text{ kW}$ – номинална снага,

$n = 970 \text{ min}^{-1}$ – број обртаја електромотора,

$J = 0,27 \text{ kgm}^2$ – момент инерције мотора,

$n_{\text{ЕМ}} = 230 \text{ kg}$ – маса електромотора.

Укупни момент отпора сведен на вратило електромотора:

$$M'_{\text{uk}} = M'_{\text{st}} + M_{\text{in}}^{\text{tr}'} + M_{\text{in}}^{\text{rot}} \quad (4.11)$$

$$M'_{\text{uk}} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i \cdot \eta} + \frac{m \cdot D_d^2 \cdot \omega_m}{2 \cdot i_k^2 \cdot t_1 \cdot \eta \cdot i^2} + (1,1 \div 1,2) \cdot J \cdot \frac{\omega_m}{t_1} \quad [6] \quad (4.12)$$

$$i = \frac{n_{\text{em}}}{n_d} = \frac{970}{5,684} = 170,65 \quad [6]$$

$$n_d = \frac{i_k \cdot v_d}{\pi \cdot D_d} = \frac{2 \cdot 5}{\pi \cdot 0,560} = 5,684 \text{ min}^{-1} \quad [6]$$

$$a = 0,1 \div 0,3 = 0,3 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] - \text{убрзање} \quad [6]$$

$$t_1 = \frac{v_d}{a} = \frac{0,083}{0,3} = 0,276 \text{ s} - \text{време трајања неустаљеног кретања} \quad [6]$$

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot n_{\text{ЕМ}}}{30} = \frac{\pi \cdot 970}{30} = 101,57 \text{ s}^{-1} - \text{угаона брзина вратила електромотора} \quad [6]$$

$$M'_{\text{uk}} = \frac{20000 \cdot 0,560}{2 \cdot 2 \cdot 170,65 \cdot 0,87} + \frac{230 \cdot 0,560^2 \cdot 101,57}{2 \cdot 2^2 \cdot 0,275 \cdot 0,87 \cdot 170,65^2} + 1,15 \cdot 0,27 \cdot \frac{101,57}{0,276}$$

$$M'_{\text{uk}} = 302,981 \text{ Nm}$$

Највећи допуштени момент ће бити:

$$M_{\text{max}} = \Psi \frac{P_n}{\omega_m} = 2 \cdot \frac{19,181 \cdot 10^3}{101,57} = 377,69 \text{ Nm} \quad (4.13)$$

$$M'_{\text{uk}} = 302,981 \text{ Nm} \leq M_{\text{max}} = 377,69 \text{ Nm} \quad [6]$$

Услов задовољен.

4.5 Избор редуктора

На основу података: $P = 22 \text{ kW}$ и $n_{em} = 960 \text{ min}^{-1}$ изабран је редуктор H3(V3) 125 XI [8]

Стварна брзина дизања:

$$v = \frac{\pi \cdot D_d \cdot n_d}{i_k} = \frac{\pi \cdot 0,560 \cdot 5,38}{2} = 4,73 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad [6] \quad (4.14)$$

$$n_d = \frac{n_{em}}{i_{sr}} = \frac{970}{180} = 5,38 \text{ min}^{-1} \quad [8] \quad (4.15)$$

Одступање брзине:

$$W = \frac{(v - v_d)}{v_d} \cdot 100\% = \frac{(4,73 - 4)}{4} \cdot 100\% = 5,4\% \quad [6] \quad (4.16)$$

Према стандарду толерише се одступање до 8%, тако да је услов задовољен.

4.6 Кочница

Кочница се поставља на вратилу електромотора јер је на том месту најмањи обртни момент. Усвојена је кочница са папучама.

$$M_k = v_k \cdot M'_{st} \cdot \eta^2 \quad (4.17)$$

$v_k = 2$; –степен сигурности кочнице табела 3.10

$$M'_{st} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i_r \cdot \eta} = \frac{200000 \cdot 0,560}{2 \cdot 2 \cdot 180 \cdot 0,97} = 160,366 \text{ Nm} \quad (4.18)$$

$$M_k = v_k \cdot M'_{st} \cdot \eta^2 = 2 \cdot 160,366 \cdot 0,97^2 = 301,77 \text{ Nm}$$

На основу израчунате вредности M_k усваја се кочница ознаке 266009. [6]

Механичка кочница са две папуче има следеће податке:

$$a = 280 \text{ mm}$$

$$b = 125 \text{ mm}$$

$$c = 210 \text{ mm}$$

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$D_k = 250 \text{ mm}$$

$\eta_k = 0.9 \div 0.95 = 0.925$ – степен корисности положаја кочнице

$\mu_k = 0.4$ – коефицијент трајања облоге папуче о кочни добош

$$i_{\text{коџ}} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{280}{125} \cdot \frac{210}{45} = 10,45 \text{ mm} \quad (4.19)$$

$$F_k = \frac{M_k}{i_{\text{коџ}} \cdot \mu_k \cdot D_k \cdot \eta_k} = \frac{301,77}{10,45 \cdot 0,4 \cdot 0,250 \cdot 0,925} = 312,189 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

Стварна номинална сила на кочном добошу:

$$F_N = F_k \cdot i_{\text{коџ}} \cdot \eta_k = 312,189 \cdot 10,45 \cdot 0,925 = 3017,696 \text{ N} \quad (4.21)$$

Стварни кочни момент:

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k = 3017,696 \cdot 0,4 \cdot 0,250 = 301,769 \text{ Nm} \quad (4.22)$$

Стверни степен корисности:

$$v_k = \frac{M_k}{M_{\text{st}} \cdot \eta^2} = \frac{301,769}{160,366 \cdot 0,925^2} = 2,2 \quad (4.23)$$

- Провера кочних облога:

$$B = l_5 - (5 \div 10) = 125 - 5 = 120 \text{ mm}$$

$$\beta = 70^\circ$$

$$k = 1.1 \div 1.2 = 1.11$$

Специфични притисак:

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_k \cdot \beta}{360} \cdot B = \frac{\pi \cdot 0,250 \cdot 70}{360} \cdot 0,120 = 0,018325 \text{ m}^2 \quad (4.24)$$

$$p = \frac{F_N}{A_p} = \frac{3017,696}{183,25} = 16,46 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (4.25)$$

Критична брзина на ободу кочног добоша:

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_m}{60} \cdot k = \frac{\pi \cdot 0,250 \cdot 970}{60} \cdot 1,11 = 14,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.26)$$

Специфична снага кочења:

$$p \cdot v_k \leq (p \cdot v_k)_{\text{doz}} \quad (4.27)$$

$$p \cdot v_k = 16,46 \cdot 14,1 = 232,1 \left[\frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$(p \cdot v_k)_{\text{doz}} = 250 \left[\frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] - \text{дозвољена специфична снага кочења}$$

$$p \cdot v_k = 232,1 \left[\frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \leq (p \cdot v_k)_{\text{doz}} = 250 \left[\frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Услов задовољен.

5 Закључак

Циљ овог рада је упознавање са рамним дизалицама које заузимају посебно место у свету дизалица. Рамне дизалице се користе за претовар разних врста терета. Њихова најзначајнија и највећа примена је у контејнерском транспорту за претовар контејнера. Састоје се од рама који може бити фиксиран или монтиран на колосеку. Конструкција рама састоји се од два стуба и греде. Изграђена је од челика, и може бити пуног профила или решеткиста. На греди се налази чекрк којим се изводи манипулација теретом.

Главни параметри дизалице су:

- називна носивост $Q = 3,2 \div 32$ [t]
- распон дизалице $L = 10 \div 32$ [m]
- висина дизања $h = 6 \div 12$ [m]
- брзина дизања v_d [m/min]
- брзина кретања колица v_k [m/min]
- брзина моста v_m [m/min]
- погонска класа дизалице (1,2,3,4)

Свака дизалица па тако и рамна поседује механизам за дизање терета. Механизми за дизање терета се усвајају на основу одређеног прорачуна, који мора бити задовољен. Ту спадају прорачун куке, ужад, котураче, добоша, електромотора, редуктора и кочнице. Сви ови елементи се усвајају из одговарајућег каталога, а затим се врши њихова рачунска провера. Уколико рачунска провера неког од ових елемената не задовољава, усваја се следећи нови елемент из каталога и опет врши рачунска провера, уколико задовољи онда се уграђује на рамној дизалици. Током рада у поглављу два описује се рамна дизалица, као и њена улога у производњи. У поглављу три су истакнути и описани механизми за дизање терета код рамне дизалице. Док је у поглављу четири, на бази поглавља три, извршен прорачун конкретног примера механизма за дизање терета. Извршен је прорачун ужета, куке, добоша, електромотора, редуктора и кочнице.

На основу података из доступне литературе, према искуствима наших и светских произвођача рамне дизалице имају велики значај за контејнерске терминале. Оне су у великој мери олакшале претовар врло тешких терета, било комадне или растресите робе. Решен је проблем претовара контејнера велике тежине, нарочито у лучким терминалима, при хватању контејнера са бродова чија је палуба нагнута због неравномерности оптерећења. Велики значај имају аутоматизоване рамне дизалице, које се налазе у модерним светским лукама.

6 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] С. Дедијер, Машински факултет, Београд, 1964
- [5] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Дизалице, основе, Градина, Ниш, 1994.
- [6] Н. Милорадовић, Основи транспортних машина - Скрипта са предавања, школска 2016/2017. година, Факултат инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
- [7] Konecranes, Industrial Cranes digital brochures,
<http://www.konecranes.com/equipment/overhead-cranes/automated-cranes>, Приступио: 11.08.2017
- [8] CIMOLAI Technology spa, <http://www.cimolaittechnology.com/en/products/industry/>, Приступио: 15.08.2017
- [9] GRADEKO doo, <http://newgradeko.com/category/rozzi-polipne-grabilice/>, Приступио: 02.09.2017
- [10] HANZEL Electric motor, <http://hr.hanzelmotor.org/>, Приступио: 02.09.2017
- [11] <http://www.armadaspb.ru/eng/production/BROMMA/mobile/>, Приступио: 09.02.2017
- [12] Каталог: Нисконапонски трофазни затворени мотори са кавезним ротором, „Север“ http://emp.etf.rs/radovi/Pomocna_literatura/sever.pdf, Приступио: 4.9.0217
- [13] Indenna kran, <http://www.indennakran.rs/index.htm>, Приступио: 11.9.2017
- [14] Корех min, <http://www.kopexmin.rs/index.php/sr/o-nama/istorija>, Приступио: 11.9.2017
- [15] GH cranes, <https://www.ghcranes.com/en/>, Приступио: 11.9.2017