

**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: 226/2012**

**Ивана Д. Тодоровић**  
**Механизми за дизање терета код машина**  
**са периодичним радом**  
**завршни рад**

**Комисија за преглед и одбрану:**

1. Др Ненад Милорадовић, доцент
2. \_\_\_\_\_
3. \_\_\_\_\_

Датум одбране: \_\_\_\_\_

Оцена: \_\_\_\_\_

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене механизма за дизање терета код машина са периодичним радом.
- Прикаже кратак осврт на историјски развој механизма за дизање терета.
- Наведе и опише врсте механизма за дизање терета код машина са периодичним радом и да прикаже њихове главне карактеристике (ручне дизалице, добоши и витла, дизалични механизми за дизање).
- На изабраном типу механизма за дизање терета прикаже принцип прорачуна његових основних елемената 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] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Дизалице, основе, Градина, Ниш, 1994.
- [4] С. Дедијер, Основи транспортних уређаја, Београд, 1989.
- [5] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.

Крагујевац, 5.3.2015.

Ментор:  
Др Ненад Милорадовић, доцент

---

## Садржај

|                                                                  |    |
|------------------------------------------------------------------|----|
| 1. Увод.....                                                     | 1  |
| 2. Историјски развој дизаличних машина .....                     | 2  |
| 3. Механизми за дизање терета .....                              | 5  |
| 3.1 Ручне дизалице.....                                          | 5  |
| 3.1.1 Дизалица са завојним вретеном.....                         | 5  |
| 3.1.2 Дизалица са зупчастом полугом .....                        | 7  |
| 3.1.3 Хидрауличне дизалице .....                                 | 8  |
| 3.1.4 Ручна полужна ланчана дизалица .....                       | 10 |
| 3.1.5 Ручна потезна дизалица.....                                | 11 |
| 3.1.6 Ручна ланчана дизалица — чекрк .....                       | 13 |
| 3.2 Добоши за вучу (витла) .....                                 | 14 |
| 3.2.1 Добош за вучу са ручним погоном.....                       | 15 |
| 3.2.1.1 Параметри за прорачун .....                              | 16 |
| 3.2.2 Добош за вучу са моторним погоном .....                    | 17 |
| 3.2.2.1 Параметри за прорачун .....                              | 18 |
| 3.2.2.2 Витла са фрикционим добошем .....                        | 19 |
| 3.3 Дизалични механизам за дизање .....                          | 20 |
| 3.3.1 Механизам за дизање терета код колица мосне дизалице ..... | 24 |
| 3.3.1.1 Прорачун погона механизма за дизање .....                | 27 |
| 4. Рачунски пример.....                                          | 31 |
| 5. Закључак.....                                                 | 38 |
| 6. Литература.....                                               | 39 |

## **Резиме:**

Дизаличне машине су намењене за премештање терета у вертикалном правцу тако што се материјал преноси са једног на друго место које се налази на различитој висини, па су због тога изложене веома различитим условима рада.

Важну улогу код дизалица има механизам за дизање терета који може да се разликује према захватаном уређају и начину вођења ужета, према распореду компоненти и елемената механизма и према врсти погона добоша за намотавање ужета. Свако изведено решење има своје предности и недостатке.

Кључне речи: механизми за дизање терета, дизалице.

## **Summary:**

Crane machines are designed to move cargo in the vertical direction so that the material is transferred from one to another place located at different heights, and because of that they are exposed to very different conditions.

An important role in the crane has a lifting mechanism that can vary according abstracted device and method of keeping the rope, according to a schedule of components and elements of the mechanism and the properties of the drum drive for reeling the rope. Each derived solution has its advantages and disadvantages.

Key words: Mechanisms for lifting cargo, cranes.

# 1. Увод

Човек се од давнина сукобљавао са проблемом подизања и премештања терета. Свој опстанак у природи и напредак морао је олакшавати различитим помагалима. Проблем је решаван примитивним направама и уређајима, које су се из дана у дан усавршавале све до данас и на тај начин се олакшало и унапредило обављање многобројних послова.

Разноврсне конструкције уређаја за дизање и преношење материјала имају врло велики значај у развоју привреде једне индустријске земље. Користе се у индустрији превоза за утовар и истовар терета, у грађевинарству за преношење материјала, у прерађивачкој индустрији за састављање тешке опреме, у пристаништима за истовар и утовар робе, у ливницама за преношење одливака и материјала, у железарама за складиштење руде, хидро и термо електранама, итд. Њихова употреба је веома значајна јер се могу повећати капацитети преношења и дизања терета у поређењу са могоћношћу коју је пружао човек својом физичком снагом.

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

- транспортне машине са периодичним радом;
- транспортне машине са непрекидним радом.

Машине са периодичним, односно прекидним радом обављају транспорт материјала у циклусима. Период рада дизаличне машине састоји се од операције вешања терета о носећи део дизалице, од радног хода (дизање, премештање терета у хоризонталној равни и спуштање терета), скидање терета са носећег елемента дизалице и од повратног хода до места поновног захватања терета. Постоје разноврсни уређаји за вешање терета и њихова општа подела је на универзалне уређаје (куке, ужад за везивање терета и хватачи) и специјалне уређаје (електромагнети, специјалне кофе и грабилице).

Код машина са непрекидним радом кретање се обавља непрекидно. Капацитет ових уређаја не зависи од дужине транспортовања, и њима се могу преносити само ситнозрни расипни, као и ситнокомадни материјали.

У овом раду биће детаљно описан механизам за дизање терета код машина са периодичним радом од најпростијих до најсложенијих конструкција.

## 2. Историјски развој дизаличних машина

На основу споменика материјалне културе може се видети да почетак примене дизаличних уређаја досеже све до древних цивилизација. Разним проучавањима истраживачи су дошли до чињенице да се транспортни уређаји промењују већ негде око 5000 година.

Градитељи старог Египта и Рима су простим средствима обављали послове подизања и премештања великих терета на велика растојања и висине (сл. 2.1). Тако је Кеопсова пирамида висине 147 m, била изграђена у 22. веку пре нове ере од камених блокова масе 90 t; стубови храма Сунца висине 28 m, пречнока од 2 m исечени су из једног комада камена итд. [1].



Слика 2.1 Премештање камених блокова за изградњу пирамида [2]

Проналазак точка је веома важно историјско откриће. Користи се у свим областима где је могуће помоћу њега олакшати рад, па тако има и велику примену приликом подизања и премештања терета. Точак је данас саставни део многих транспортних и грађевинских уређаја и машина. На слици 2.2 је приказана дизалица са точком која се некада користила за подизање терета.



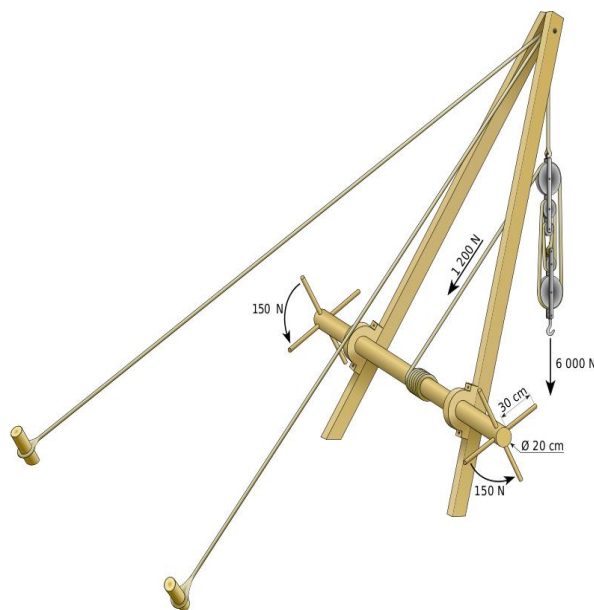
Слика 2.2 Прва дизалица са точком [3]

На слици 2.3 је приказана Архимедова или обична катурача која се састоји од неколико покретних и непокретних катурова. Катурови су смештени у два кућишта од којих је горње фиксирано, а доње се креће. Преко катураче је пребачено уже, где је један крај ужета оптерећен силом  $F$  помоћу које човек подиже терет, док је други крај причвршћен за горње непокретно кућиште.



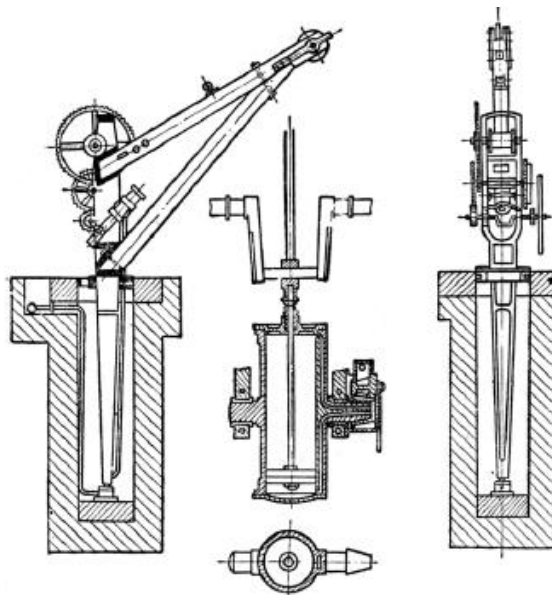
Слика 2.3 Архимедова катурача [4]

Прве грађевинске дизалице су измислили стари Грци које су се правиле од дрвета. Оне су биле покретане људском снагом, а касније и животињама. На слици 2.4 је приказана староримска дизалица „Pentaspastos” (дизалица са пет катурова), која је могла да подигне терете масе до 450 килограма.



Слика 2.4 Староримска дизалица „Pentaspastos” [3]

Велике промене у привреди настале су у Европи током 19. века. Прва индустријска револуција и изум парне машине омогућили су огроман напредак у индустрији. Механичка енергија добијена из парних мотора доводи до конструисања парних дизалица, а неке од тих дизалица су остале у употреби и у 20. веку. Прва стационарна дизалица на парни погон (сл. 2.5) направљена је 1827. године.



Слика 2.5 Прва стационарна дизалица на парни погон [5]

Модерне дизалице обично користе моторе са унутрашњим сагоревањем или електромоторе и хидрауличне системе, и имају много већу способност дизања од дизалица које је човек сопственом снагом покретао. Данас постоје и дизалице које су прилагођене за специфичну употребу. На слици 2.6 је дат пример дизалице која се користи у лукама.



Слика 2.6 Лучка дизалица [6]

### 3. Механизми за дизање терета

Потребу за транспортом све већих количина материјала и робе и све сложеније технолошке захтеве морале су да прате и испуњавају и транспортне машине. Саставни елемент сваке транспортне машине је механизам за дизање терета помоћу којег лакше манипулишемо теретом. У зависности од врсте погона (ручни, електрични, парни, хидраулички), режима рада, носивости, принципа рада и конструкције можемо механизме за дизање поделити у три основне групе:

1. ручне дизалице;
2. добоши за вучу (витла);
3. дизалични механизми за дизање.

#### 3.1 Ручне дизалице

Дизалице са ручним погоном примењују се најчешће код монтажних и ремонтних радова за дизање терета на мале висине (300 – 500 mm). Једноставне су за руковање и мале су сопствене тежине, па се могу лако преносити на жељено место.

Ручне дизалице се деле на:

- дизалице са завојним вretenом;
- дизалице са зупчастом полугом;
- хидрауличне дизалице;
- ручне полужне ланчане дизалице;
- ручне потезне дизалице;
- ручне ланчане дизалице.

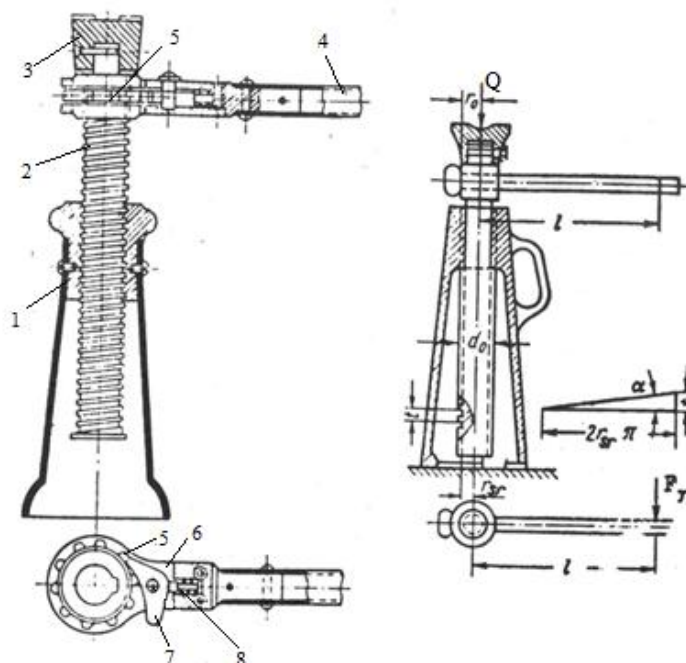
##### 3.1.1 Дизалица са завојним вretenом

Дизалица са завојним вretenом (сл. 3.1) може подизати терет тежине 1 – 20 t брзином 15 – 35 mm/min. Примењује се за мале висине дизања, око 500 mm, максимално до 1 m. Она има самокочећу завојницу којом обезбеђује задржавање подигнутог терета, због чега је њен степен искоришћења веома низак ( $\eta = 0,3 - 0,4$ ).



Слика 3.1 Дизалица са завојним вretenом [5]

Главни делови ове дизалице су (сл. 3.2): тело дизалице 1, које је израђено од ливеног гвожђа или од челичног лима и завојно вретено 2 на коме је нарезана трапезна или правоугаона завојница. На врху завојног вретена налази се окретна глава 3 за придржавање терета. Завојница се окреће ручицом 4, која помоћу зупчастог точка 5, тела које обухвата завојно вретено 6, скакавице 7 и основице за фиксирање положаја скакавице 8, има могућност да своје осцилаторно кретање претвори у обртно кретање завојног вретена.



Слика 3.2 Шематски приказ дизалице са завојним вретеном [7]

Угао пењања завојнице мора да буде мањи од угла трења ( $\alpha < \rho$ ). Овај услов омогућава да се дизалица не спушта сама под притиском терета. Угао нагиба (пењања) завојнице је обично  $4^\circ - 5^\circ$ .

Спољашњи момент који оптерећује дизалицу је у равнотежи са моментом отпора.

Сада је активни момент од силе на ручици дизалице дужине  $l$ :

$$M_a = F_r \cdot l \quad (3.1)$$

$$M_a = M_{O_1} + M_{O_2} \quad (3.2)$$

$$M_{O_1} = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot r_{sr} \quad (3.3)$$

$$M_{O_2} = Q \cdot \mu \cdot r_o \quad (3.4)$$

$$F_r \cdot l = Q \cdot [r_{sr} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + r_o \cdot \mu] \quad (3.5)$$

где су:

$M_{O_1}$  – момент отпора у завојници;

$M_{O_2}$  – момент отпора силе трења на ослоначкој површини главе завојнице;

$F_r$  – сила која делује на ручицу;

$Q$  – тежина терета;

$r_{sr}$  – средњи полупречник завојнице вретена;

$r_o$  – средњи полупречник додирне површине главе;

$\alpha$  – угао нагиба завојнице;

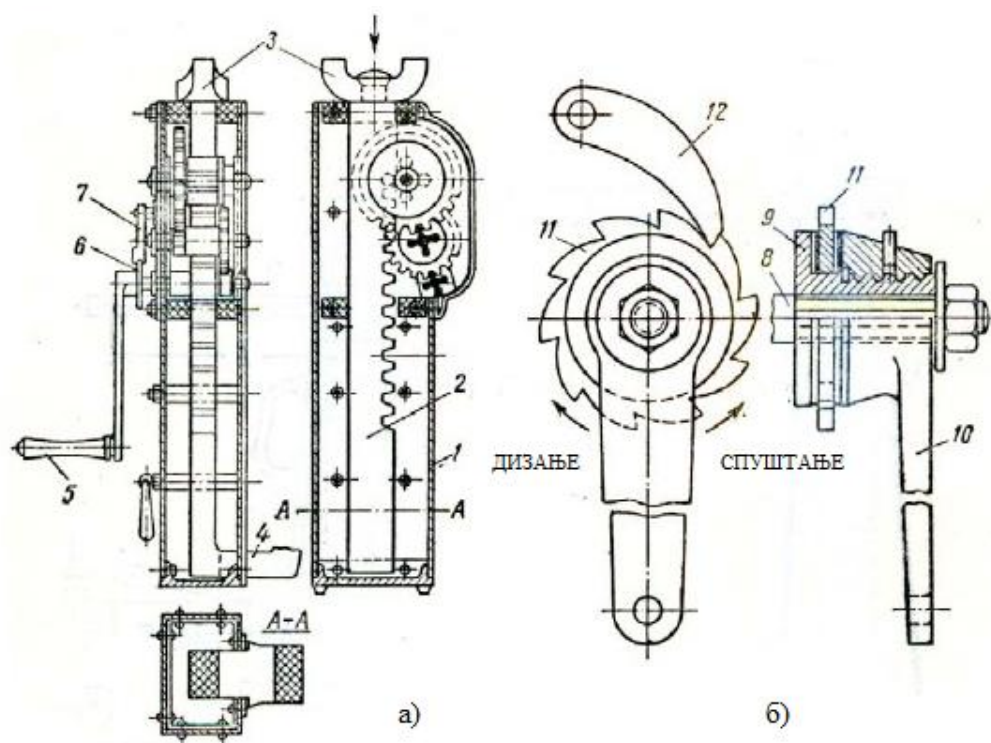
$\rho$  – угао трења завојнице;

$\mu$  – коефицијент трења између додирних површина главе.

Висина навртке која је учвршћена у телу дизалице се одређује према величини површинског притиска у завојницама: ако је навртка од бронзе, дозвољени притисак је  $p_{\text{doz}} = 40 - 60 \text{ daN/cm}^2$ .

### 3.1.2 Дизалица са зупчастом полугом

Дизалица са зупчастом полугом се користи за подизање и спуштање тежих машина или предмета. Веома је јака, поуздана и сигурна у раду због чврсте механичке конструкције. Састоји се од: тела 1 у коме се креће зупчаста полуга 2, која на свом горњем крају има обртну главу 3 за наслањање терета, а на доњем крају папучу 4 за дизање терета за мале висине. Зупчаста полуга се креће у телу дизалице помоћу зупчаника, који добијају погон од ручице 5 (сл. 3.3).



Слика 3.3 Шематски приказ дизалице са зупчастом полугом [7]

Да би се спречило нагло падање терета, као и да би се омогућило задржавање истог на жељеној висини, ове дизалице имају сигурносну ручицу (сл. 3.3 б). На погонском вратилу механизма 8 везана је клином главчина 9, са нарезаном завојницом, на коју је навијена ручица 10. Зупчasti точак за скакавицу 11, слободно је постављен између главчине и ручице. Зупчasti точак је спрегнут са скакавицом 12, чија је осовина везана за тело 1. При окретању ручице у смеру дизања, иста се навија на главчину, и притиска зупчasti точак између дискова главчине и ручице. Сила трења која се јавља на дисковима ствара обртни момент који се преноси на погонско вратило 8.

При дизању терета скакавица слободно клиза по леђима зуба. У случају престанка дизања, скакавица упире у зуб зупчастог точка и терет се зауставља. Да би се терет спустио, потребно је ручицу обртати у супротну страну, при чему ће се зупчасти точак ослободити притиска и главчина 9 почиње да се окреће са погонским вратилом услед момента терета. Терет ће се спуштати оном брзином којом окрећемо ручицу.

На слици 3.4 приказан је изглед дизалице са зупчастом полугом.



Слика 3.4 Дизалица са зупчастом полугом [5]

Дужина крака ручице ових дизалица је  $l = 200 - 250 \text{ mm}$ .

Број зуба малих зупчаника је 4 – 5, а преносни однос сваког пара не већи од 4.

Зупчаста полука се израђује од челика С0545, а зупчаници од челика за цементирање.

- Сила на ручици дизалице је:

$$F_r = \frac{Q \cdot r}{i \cdot \eta \cdot l} \quad (3.6)$$

где су:

$F_r$  – сила која делује на ручицу;

$Q$  – тежина терета;

$r$  – полупречник подеоног круга првог зупчаника до полуге;

$i$  – преносни број зупчастог преноса;

$\eta$  – степен корисности дизалице (0,8 – 0,85);

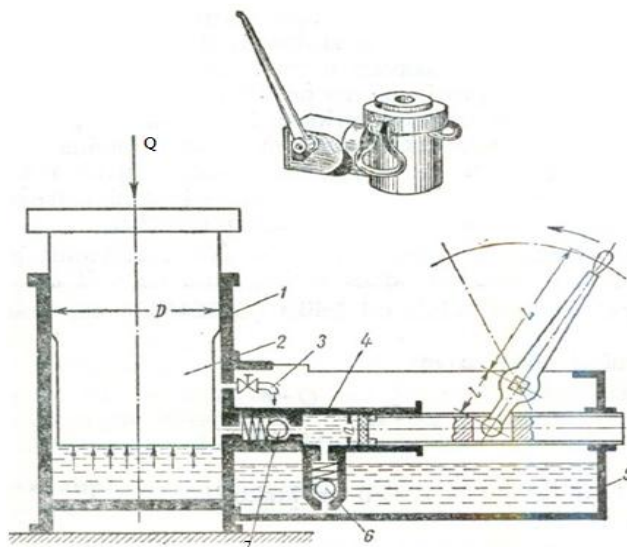
$l$  – дужина крака ручице.

### 3.1.3 Хидрауличне дизалице

На слици 3.5 је приказана ручна хидраулична дизалица малог габарита и мале масе, која користи принцип нестишљивости флуида. Служи углавном за дизање великих терета (200 t и више). Овакве дизалице обезбеђују равномерно подизање и спуштање терета, као и веома тачно заустављање терета у потребном положају. Њихов недостатак се огледа у ограниченој висини дизања терета и малој брзини дизања.

Хидраулична дизалица са ручним погоном се састоји из цилиндра 1, клипа 2, славине за спуштање 3, пумпе 4 и резервоара за течност 5. При убацивању течности у цилиндар помоћу ручице, клип се издиже са теретом. Помоћу славине 3 течност се из цилиндра испушта у резервоар и терет се спушта. Течност се из резервоара усисава преко вентила 6 и убацује се у цилиндар преко вентила 7. Као радни флуид примењује се уље, или смеша воде и глицерина.

Брзина подизања терета одређује се количином радне течности која се допрема испод цилиндричног носача 1 у јединици времена. Пошто је брзина дизања терета ручним погоном веома мала, то се за веће висине дизања и за велике носивости примењују хидрауличне дизалице које се механички погоне применом моторног погона.



Слика 3.5 Шематски приказ ручне хидрауличне дизалице [7]

Притисак течности у цилиндру потребан за дизање терета:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (3.7)$$

Сила на клипу пумпе:

$$F_k = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p = Q \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (3.8)$$

Сила на крају погонске полуге:

$$F_r = F_k \cdot \frac{l}{L \cdot \eta} = Q \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot \frac{l}{L \cdot \eta} \quad (3.9)$$

Површина клипа дизалице је:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{Q}{p} \quad (3.10)$$

Пречник клипа је:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot p}} \quad (3.11)$$

где су:

Q – тежина терета у;

d – пречник клипа пумпе у;

L – дужина већег крака погонске полуге у;

l – дужина мањег крака погонске полуге у;

η – степен корисности дизалице (0,75 – 0,8).

На слици 3.6 и 3.7 су приказане неко од хидрауличних дизалица за аутомобиле и индустријске хидрауличке дизалице.



Слика 3.6 Хидрауличне дизалице за аутомобиле [8]

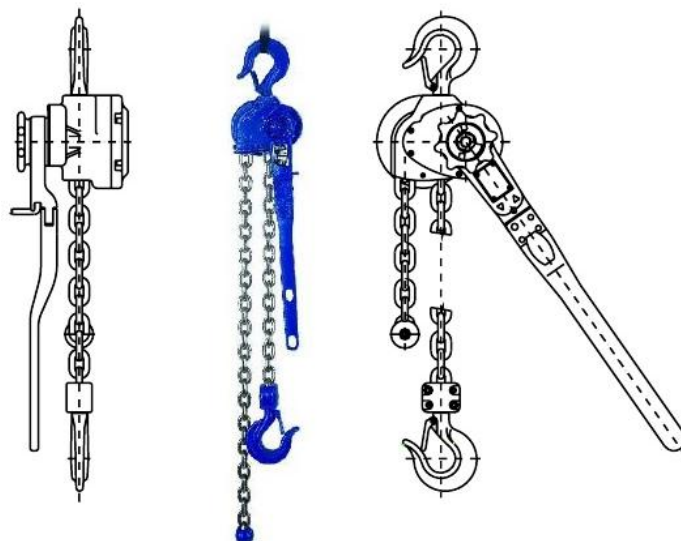


Слика 3.7 Индустријске хидрауличне дизалице [8]

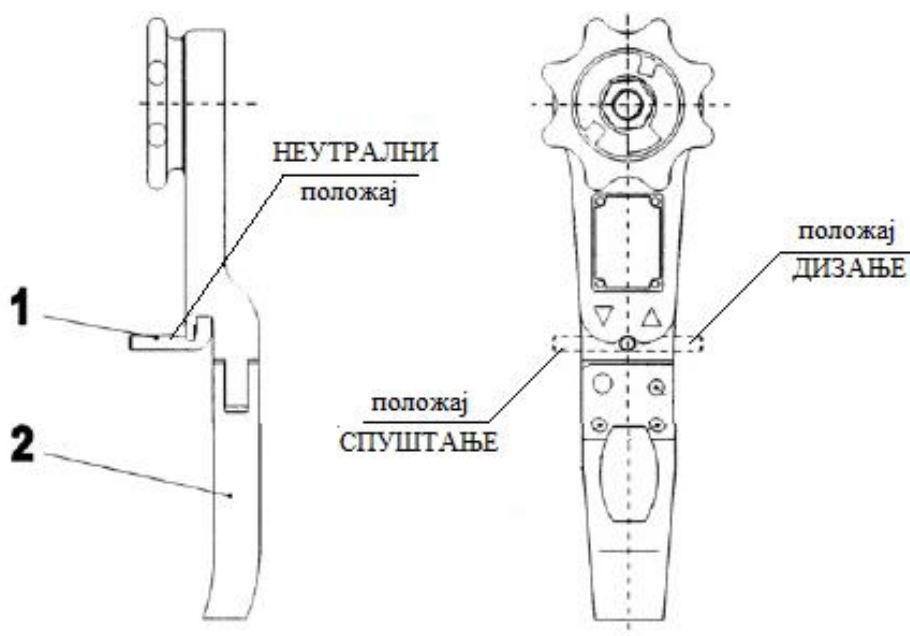
### 3.1.4 Ручна полужна ланчана дизалица

Ручна полужна ланчана дизалица (сл. 3.8) је средство за дизање, спуштање и повлачење терета. Остварује дизање, спуштање и повлачење терета у разним правцима у радном простору. Састоји се од кућишта, механизма за дизање и куке за вешање. Све функције дизалице се остварују помоћу ручне полуге.

Ручна полужна ланчана дизалица мора бити тако постављена да оса куке и оса оптерећеног ланца леже на једној линији. Пре дизања терета потребно је извући регулатор 1 и поставити га у положај дизање (сл. 3.9). Подизање терета се остварује помоћу ручне полуге 2. За спуштање терета или растерећење ланца потребно је поставити регулатор 1 у положај спуштање.



Слика 3.8 Ручна полужна ланчана дизалица [5]



Слика 3.9 Принцип рада ручне полужне ланчане дизалице [5]

### 3.1.5 Ручна потезна дизалица

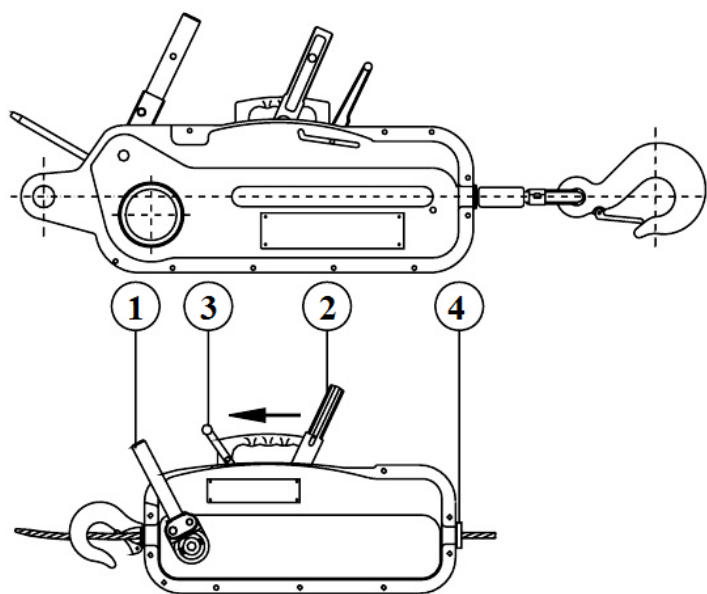
Ручна потезна дизалица (сл. 3.10) је уређај за дизање и спуштање терета, као и за повлачење, затезање и причвршћивање у свим правцима. Може се користити, не само у стандардним условима, већ и у експлозивним срединама и у том случају има одговарајућу врсту заштите која је адекватно означена на дизалици. Састоји се од кућишта, механизма за дизање и куке за вешање. Све функције дизалице се остварују помоћу ручне полуге.



Слика 3.10 Ручна потезна дизалица [5]

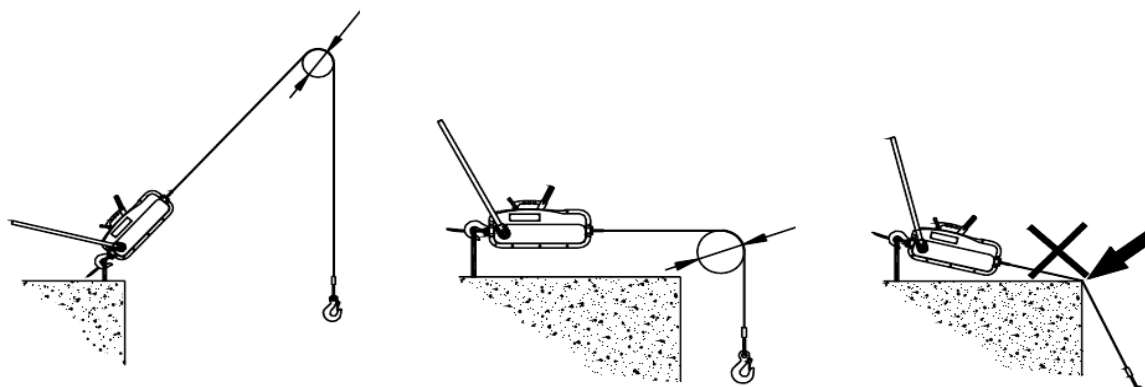
Приказани механизам (сл. 3.11) ради на следећи начин:

Полугу за спуштање 2 померити у правцу стрелице и лагано гурнути. Повлачењем померити полугу за отпуштање 3 у правцу стрелице, док не дође иза клина и држати оба блока затезача у отвореном положају. Исправити и повући врх ужета кроз вођицу 4 кроз целу дизалицу до друге стране. Вући уже кроз дизалицу до захтеване дужине дизања. Повлачење ужета кроз дизалицу може се олакшати потезањем полуге за подизање 1 [5].



Слика 3.11 Принцип рада ручне потезне дизалице [5]

Уколико при дизању или потезању уже није право, мора се користити котур да би се исправило уже по линији (сл. 3.12).



Слика 3.12 Правилно и неправилно постављање ужета [5]

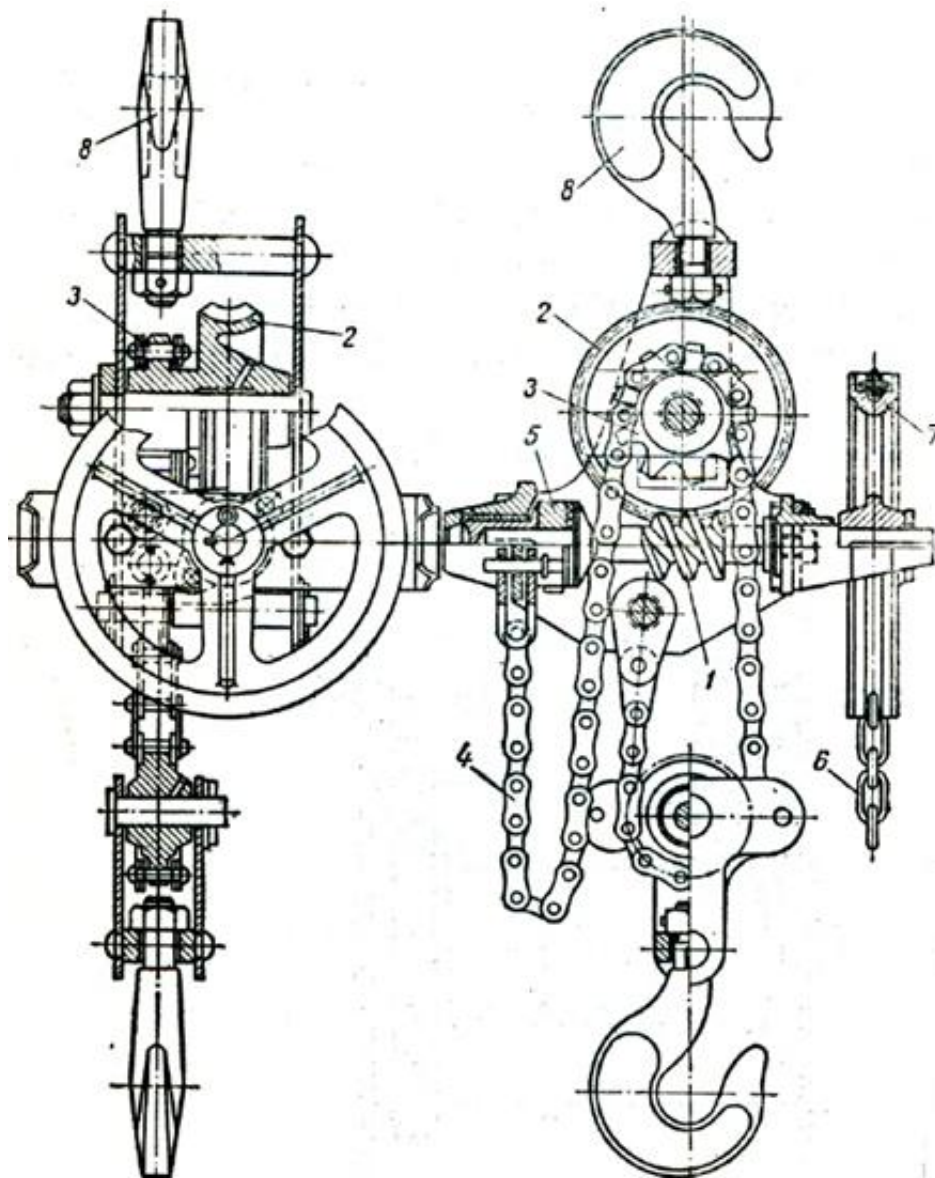
### 3.1.6 Ручна ланчана дизалица – чекрк

Ручна ланчана дизалица – чекрк (сл. 3.13) је преносни, лако монтажни уређај за дизање терета који се често користи у радионицама где се обављају поправке или монтажа. Направљен је тако да ручним погоном остварује дизање и спуштање коадних терета у радном простору помоћу повлачења погонског ланца. Процес дизања и спуштања терета се може прекинути на било којој висини. Чекрк се веша својом горњом куком о гредне носаче или специјално за то постављене траверзе. Маса терета која се подиже или сила затезања ланца не сме да прекорачи нормалну носивост уређаја. Чекрци може да буде стационаран или постављен на дизалична колица. Постоје ручни и електрични чекрци. Ручни чекрци се израђују са пужним и зупчастим преносом.



Слика 3.13 Ручна ланчана дизалица – чекрк [9]

На слици 3.14 је приказан чекрк са пужним преносом. Он се састоји из кућишта, механизма за дизање и куке за вешање. Механизам за дизање има двоходи челични пуж 1 (он није самокочив: угао пењања завојнице је  $16^\circ - 18^\circ$ ), пужни точак од ливеног гвожђа 2, одливен заједно са ланчаником 3 и ланац за дизање 4. Цео механизам за дизање има кочницу са диском 5. Обртање пужа се постиже обртањем вучног ланца 6 преко ланчаника 7. Чекрк се веша о неку хоризонталну греду помоћу куке 8. Степен корисности пужних чекрка је  $\eta \approx 0,6$ ; њихова носивост је  $1 - 5t$  [7].



Слика 3.14 Шематски приказ чекрка са пужним преносом [7]

### 3.2 Добоши за вучу (витла)

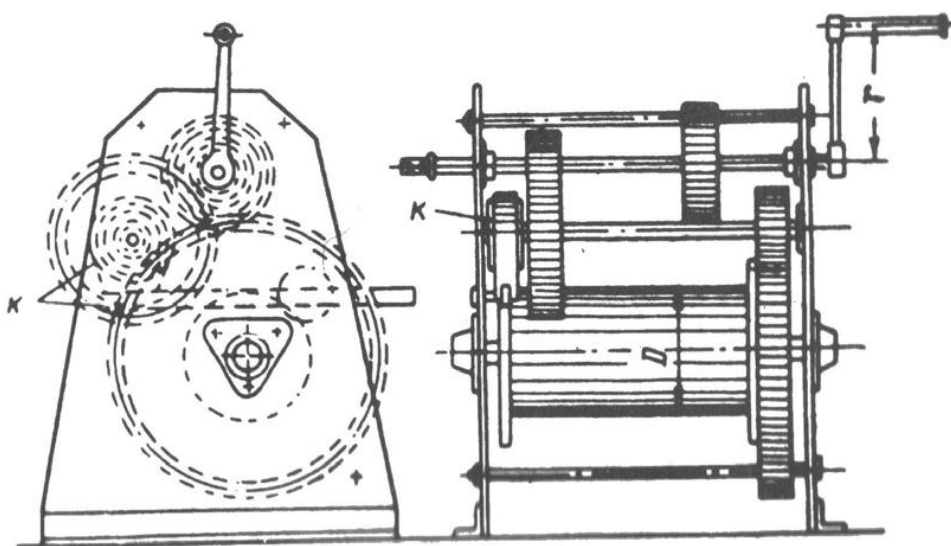
Добош је један од основних делова механизма за дизање и спуштање терета. Примењује се као самостални механизам за дизање терета и као саставни део механизма дизалица. Добоши претварају обртно кретање делова механизма за дизање у транслаторно кретање терета, служе за намотавање ужета или ланца, и цилиндричног су облика. Могу бити на ручни и моторни погон. Избором концепције погона дизања изабрана је и концепција добоша.

### 3.2.1 Добош за вучу са ручним погоном

Добош за вучу са ручним погоном (сл. 3.15) се примењује за мале терете, који се ретко дижу. Састоји се од тела (два вертикална челична лима, који су међусобно повезани деловима за одржавање једнаког растојања), добоша, преносног механизма, ручице и кочнице. Добош је гладак, па се приликом одређивања његових димензија мора водити рачуна о намотавању ужета у више слојева. За добоше мање носивости 1 – 1,5 t примењује се зупчасти преносни механизам за дизање терета са једном брзином. Код добоша веће носивости (сл. 3.16) примењују се механизми са променљивим зупчастим преносима који омогућавају две брзине: већу брзину дизања за мање терете и мању брзину дизања за веће терете. Кочница може да буде са папучама или са траком, а најчешће се за кочење терета примењује тракаста кочница.



Слика 3.15 Добош за вучу са ручним погоном [9]



Слика 3.16 Шематски приказ добоша за вучу са ручним погоном веће носивости [7]

### 3.2.1.1 Параметри за прорачун

Главни параметри за прорачун добоша са ручним погоном су:

$Q$  – носивост;

$L$  – дужина ужета која се намотава на добош;

$F_r$  – сила на ручици.

Момент силе на ручици је у равнотежи са моментом силе на добошу:

$$F_r \cdot r = F_u \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{1}{i_o} \cdot \frac{1}{\eta_o} \quad (3.12)$$

где су:

$F_u$  – сила у ужету које се намотава на добош;

$D_d$  – пречник добоша;

$r$  – пречник ручице;

$i_o$  – преносни однос механизма;

$\eta_o$  – степен корисности.

Обимна брзина на ручици је  $V_{руч} = 0,5 - 1$  [m/s].

Снага једног радника дефинише се као:  $F_r \cdot V_{руч} < 10$  [daNm/s].

Крак ручице је  $r = 35 - 45$  [cm].

Обимна брзина добоша одређује се на основу израза:

$$V_{dob} = \frac{V_{руч}}{i_o} \quad (3.13)$$

Пречник добоша одређује се на основу израза:

$$D_u = \left(\frac{D}{d}\right)_d \cdot d_u \quad (3.14)$$

где је:

$\left(\frac{D}{d}\right)_d$  – однос завистан од погонске класе;

$d_u$  – пречник ужета.

Број преносних парова механизма бира се из општег потребног преносног односа  $i_o$ .

Преносни однос једног пара зупчаника бира се 5 – 6, а у ретким случајевима и до 8.

Пужни пренос се ретко примењује због малог степена корисности.

Степен корисности добоша за вучу одређује се на основу израза:

$$\eta_o = \eta_{dob} \cdot \eta' \cdot \eta'' \cdot \dots \quad (3.15)$$

где су:

$\eta_{dob} \approx 0,94 - 0,97$  – степен корисности добоша;

$\eta', \eta''$  – степени корисности осталих преносних парова.

Ако су зупчаници обрађени, а вратила се окрећу у клизним лежајевима, степен корисности једног преносног пара је 0,95 – 0,96. Ако се вратила окрећу у лежиштима са котрљањем, онда је степен корисности сваког пара 0,98.

Степен корисности пужног преносника је

$$\eta_{пуж} = 0,95 \cdot \frac{tg \alpha}{tg(\alpha + \rho)} \quad (3.16)$$

где су:

$\alpha$  – угао нагиба завојне линије;

$\rho$  – угао трења завојних површина.

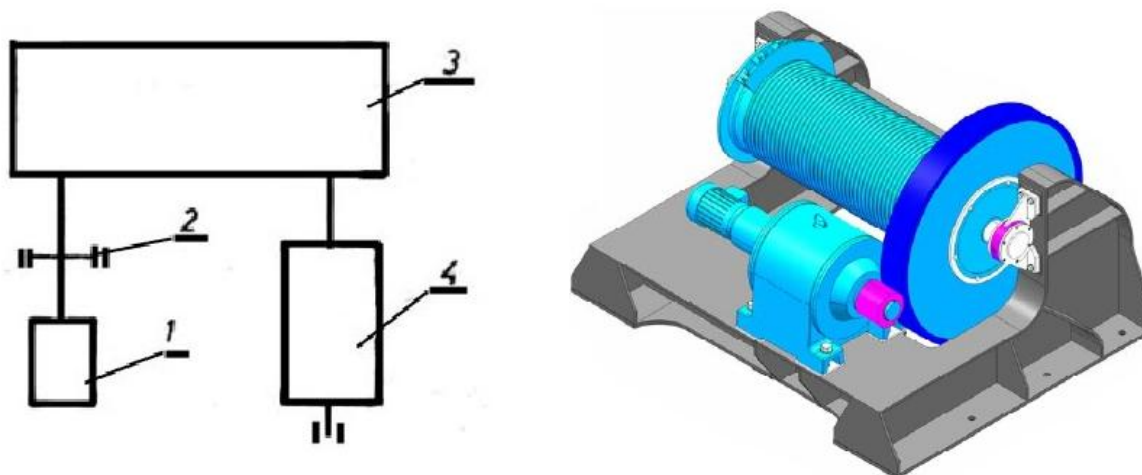
Код самокочећих пужних преноса је  $\eta_{пуж} \approx 0,5$ .

Добоши за вучу са ручним погоном који нису самокочећи обавезно су снабдевени кочницама (могу имати и сигурносне ручице).

### 3.2.2 Добош за вучу са моторним погоном

За унутрашњи или спољашњи транспорт терета, при опслуживању аутоматских линија машинске обраде у великосеријској производњи примењују се стабилна витла за дизање и вучу предмета, а која осим ручног погона могу да имају и моторни погон. Као погонски мотори примењују се електромотори, парни мотори и мотори са унутрашњим сагоревањем. Најраспрострањенији је електрични вид погона, који поред могућности израде потпуно независних и одвојених погона за механизме као и великог степена искоришћења, омогућава и најлакшу контролу рада, минималну потрошњу енергије, обезбеђује и услове за аутоматизацију управљања. Основни недостатак примене електричног погона је напајање покретних уређаја електричном енергијом.

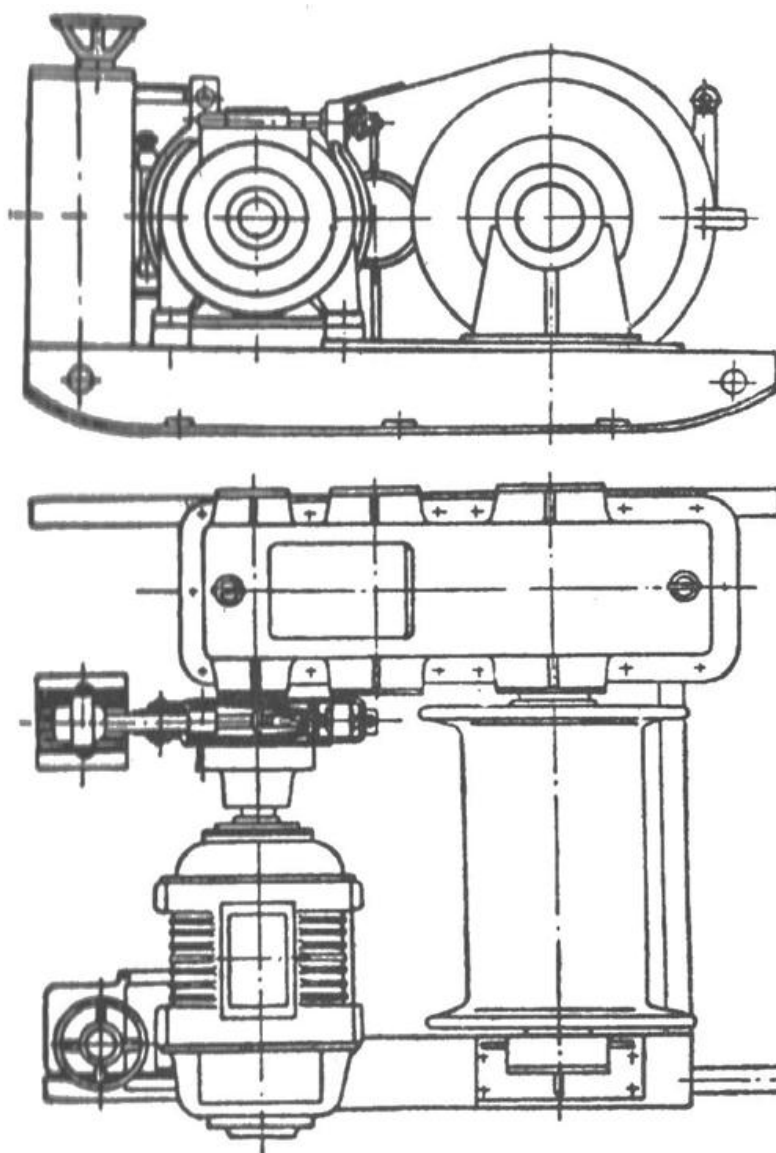
Најраспрострањенији је добош за вучу са електричним погоном (сл. 3.17) код којег је добош 4 везан са електромотором 1 зупчастим или пужним преносом. Промена правца кретања терета постиже се променом смера окретања електромотора 1; кочење се врши кочницом 2, док откочивање електромагнетом. Добош за вучу са електромоторним погоном има добош од ливеног гвожђа или од челика (заваривањем од челичних лимова). Кочнице 2 (са папучама или са траком) постављају се између електромотора 1 и редуктора 3 на делу спојнице ка редуктору. Оваква витла се често примењују при обављању радова монтаже у грађевинарству или приликом обављања ремонтних радова.



Слика 3.17 Добош за вучу на електрични погон са позицијама елемената [5]

Зупчаници зупчастог преноса израђују се од челика и морају се механички обрађивати; при обимној брзини зупчаника  $v \geq 1,5 \text{ m/s}$  они морају бити подмазивани уљем.

Откривени зупчasti парови су обично неправилно узупчени услед грешака у монтажи, па се зато ретко и примењују. На слици 3.18 приказана је конструкција једног добоша за вучу са електричним погоном. На тој машини су сви зупчasti преноси уграђени у редуктору. Кочница је са две папуче, које се притежу опругом. Рам машине је заварен из ваљаних профила.



Слика 3.18 Шематски приказ добоша за вучу на електрични погон [7]

### 3.2.2.1 Параметри за прорачун

Обртни момент на добошу:

$$M_d = F_u \cdot \frac{D_d}{2} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot t \cdot \eta_k} \quad (3.17)$$

Број обртаја добоша:

$$n_d = \frac{V_d}{\pi \cdot D_d} \quad (3.18)$$

Преносни однос између мотора и добоша:

$$i_o = \frac{n_m}{n_d} = \frac{M_d}{M_m \cdot \eta_o} \quad (3.19)$$

Обртни момент на вратилу електромотора:

$$M_m = \frac{M_d}{i_o \cdot \eta_o} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot t \cdot i_o \cdot \eta_o \cdot \eta_k} \quad [kNm] \quad (3.20)$$

Снага мотора:

$$P = M_m \cdot \omega \quad \text{или} \quad P = \frac{Q \cdot V_{diz}}{\eta} \quad [kW] \quad (3.21)$$

где су:

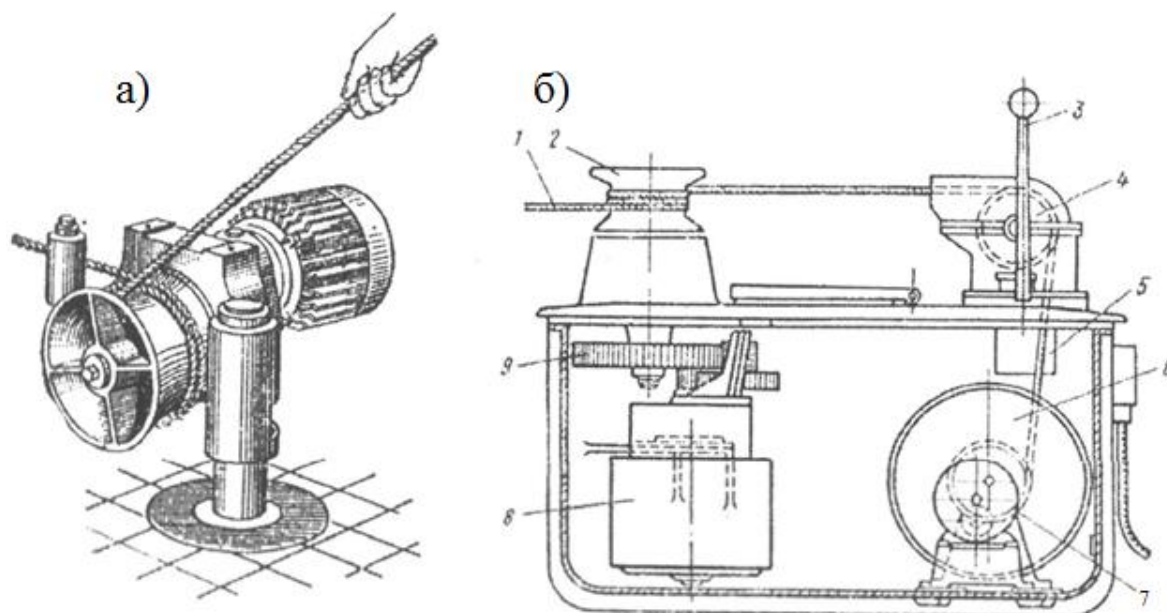
- $F_u$  – сила у ужету које се намотава на добош;
- $D_d$  – пречник добоша;
- $Q$  – тежина терета;
- $m$  – број кракова ужета катураче;
- $\eta_k$  – степен корисности катураче ( $\eta_k = 0,96 - 0,98$ );
- $V_d$  – брзина добоша;
- $\eta_o$  – степен корисности преноса од мотора до добоша;
- $\omega$  – угаона брзина мотора;
- $V_{diz}$  – брзина дизања терета.

Вучна сила моторних добоша за вучу креће се од 2,5 до 150 kN при брзини кретања 0,1 – 1 m/s. Дужина добоша се добија из услова да се дужина ужета од 120 до 150 m може намотати 3 – 5 слојева.

### 3.2.2.2 Витла са фрикционим добошем

Витла са фрикционим добошем (сл. 3.19) се примењују при обављању маневарских радова на железници, у лукама и на доковима, при подизању сидра брода или при повлачењу различитих терета. Они се примењују за хоризонтално премештање терета, а могу се применити и за вертикално премештање терета само у случају када могући пад терета не би представљао проблем.

Уже на чијем се крају налази терет није учвршћено са добошем као код уобичајених конструкција добоша, већ је спрегнуто са добошем трењем, које настаје између површине добоша и неколико намотаја ужета које се намотава на добош. На тај начин омогућава се рад са ужетом које је велике дужине, при малим димензијама добоша.



Слика 3.19 Витла са фрикционим добошем: а) са хоризонталним добошем; б) са вертикалним добошем. [7]

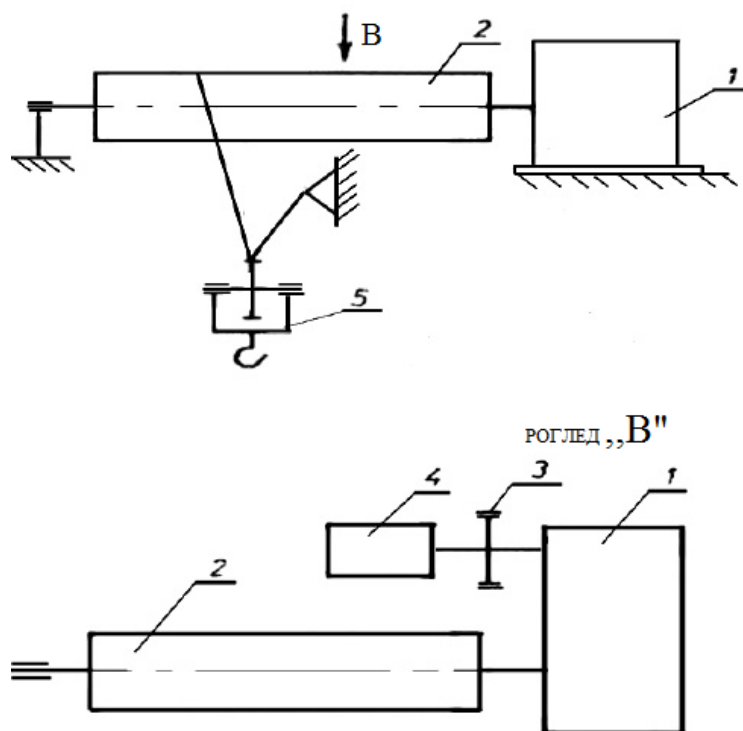
Постоје фрикциони добоши са уграђеним помоћним добошем за намотавање ужета (сл. 3.19 б). Код ових конструкција од три до пет намотаја вучног ужета 1 намотано је преко фрикционог добоша 2 и преко превојног котура 4. Уже се намотава на помоћни добош 6 који се погони помоћним електромотором 7 мале снаге, а који је снабдевен електромагнетним кочионим уређајем. Фрикциони добош 2 се доводи у обртно кретање обртањем основног електромотора 8 преко редуктора 9.

Управљање радом оба електромотора обавља се ручицом за управљање 3 са контролером 5. При повлачењу терета оба електромотора (основни и помоћни) се обрћу истовремено и ручица за управљање 3 стоји у положају за намотавање. Фреквенција обртања помоћног мотора постиже се аутоматски и одговара брзом намотавању ужета на фрикциони добош 2. Приликом постављања ручице за управљање у положај - одмотавање ужета - основни електромотор започиње обртање у супротном смеру, а помоћни електромотор наставља да развија обртни момент у претходном смеру и тако делује супротно у односу на уже које се одмотава, па се уже тако задржава и деље у затегнутом положају.

Брзина намотавања ужета на добош је  $0,25 - 1 \text{ m/s}$ , а вучна сила је  $5 - 50 \text{ kN}$ .

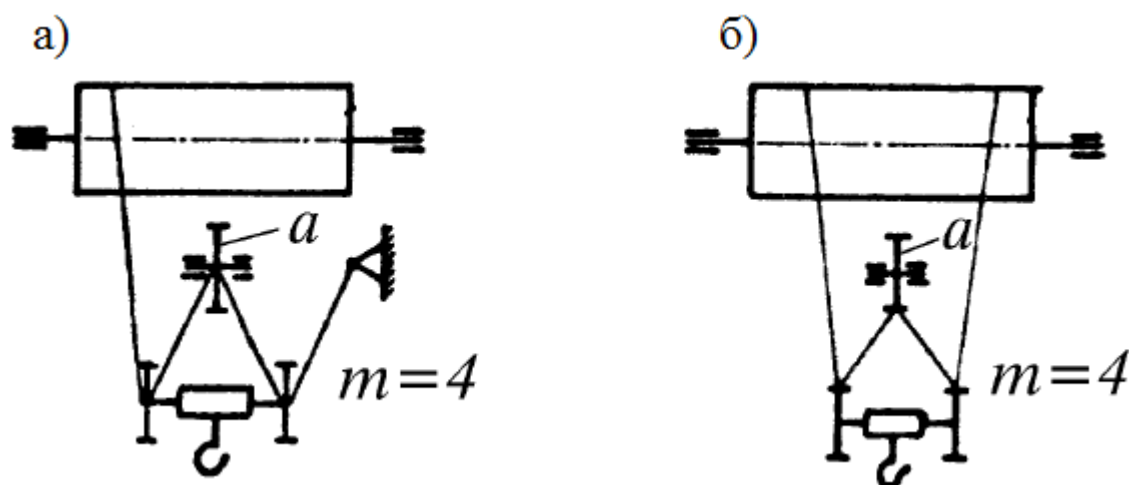
### 3.3 Дизалични механизам за дизање

Механизам за дизање или витла са моторним погоном су намењени за дизање, задржавање, премештање и спуштање терета помоћу челичног ужета или ланца. Могу да реду самостално или у саставу дизалице. Главни делови механизма за дизање су (сл. 3.20): редуктор 1, добош 2, кочница 3, електромотор 4 и котурача 5. Пренос обртног момента од мотора до добоша је остварен преко редуктора (крути преносни механизам), а од добоша до терета је остварен преко ужета (гипког преносног елемента).



Слика 3.20 Шема конструкције механизма за дизање [5]

За избор шеме механизма за дизање неопходно је, пре свега, изабрати систем котураче. Котураче представљају систем котурова преко којих је пребачено уже. Уводе се у механизам за дизање како би се смањила сила затезања ужета. Доње котураче могу бити просте (сл. 3.21 а) и двојне (сл. 3.21 б). Преносни однос просте котураче је  $i = m$ , а код двојне  $i = m/2$ . Са повећањем броја кракова ужета котураче  $m$  смањује се пречник ужета, а самим тим и пречник добоша. Услед малог пречника добоша потребан је и мањи преносни однос од мотора до добоша, а самим тим и једноставнија конструкција машине, али са мањим пречником добоша, повећава се његова дужина. Због већег броја намотавања ужета преко котурова код котураче са већим бројем кракова смањује се и век трајања ужета. Због тога се код дизалица са знатним висинама дизања при носивости до 5 t избегава примена котурача. При носивости 5 – 25 t примењују се котураче са 2 – 4 крака. Код дизалица веће носивости (преко 25 t) примењују се котураче са више од 4 крака.



Слика 3.21 а) Изглед просте котураче са добошем;  
б) Изглед двојне котураче са добошем. [5]

Велику примену у индустрији добијају и котураче са пнеуматским погоном. Тако на пример постоје котураче са кућиштем облика шупљег цилиндра, са уграђеном котурачом, на којој се као вучни уређај користи челично уже. Један крај ужета је везан непокретно у кућишту витла, а другим крајем је везан терет. При довођењу ваздуха под притиском у цилиндар, подизни котур се удаљава од непокретног, тако да као резултат тога настаје подизање терета. При испуштању ваздуха котурови се приближавају под дејством тежине терета и терет се спушта.

На слици 3.22 су приказане неке од шема могућих концепција механизма за дизање терета.

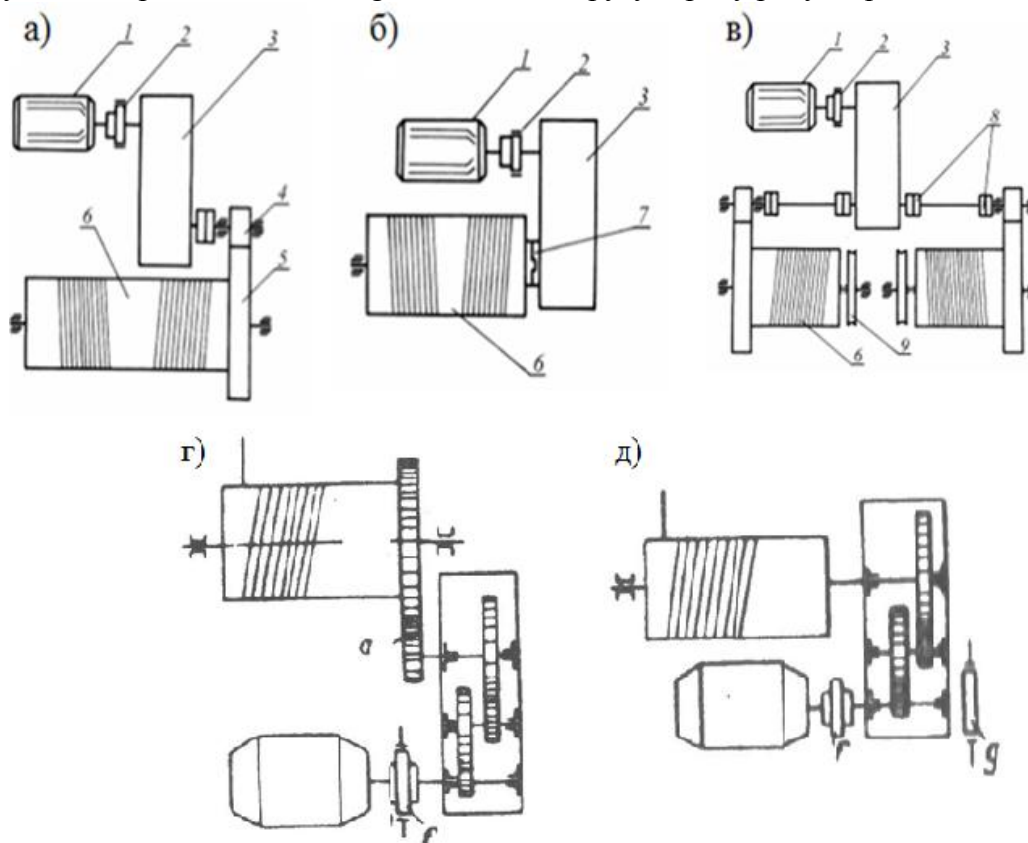
Шема а – садржи електромотор 1, еластичну спојницу са кочницом 2, хоризонтални редуктор 3, добош 6 и спољашњи зупчасти пар (4-5), који дају могућност конструктору да постигне жељени преносни однос између вратила електромотора и добоша. Шема б – садржи електромотор 1, еластичну спојницу са кочницом 2, хоризонтални редуктор 3, добош 6 и зупчасту спојницу 7, која се према моменту савијања понаша као Герберов зглоб.

Шема а и б се примењују за мање и средње носивости  $Q \leq 250 \text{ kN}$ .

Шема в – садржи електромотор 1, еластичну спојницу са кочницом 2, хоризонтални редуктор 3, одакле се обртни момент преко спојница 8 и спољашњих зупчастих парова преноси на добоше 6 и непокретни котур 9. Оваква концепција се примењује за носивости  $Q \leq 320 \text{ kN}$ , односно када се у погон уграђује двојна котурача са осам кракова ужета, јер у супротном добош би био сувише велике дужине због велике дужине ужета.

Шема г – недостатак је велики притисак (од обимне силе зупчаника  $a$ ) на вратило редуктора, које има погонски зупчаник на конзоли.

Шема д – примењује се за дизалице са већим брзинама дизања. Кочница се нормално поставља на еластичној спојници  $f$  између мотора и редуктора. Понекад, из конструктивних разлога кочница  $g$  се ставља на другу страну редуктора.



Слика 3.22 Шеме концепција погона за дизање терета [5]

На слици 3.23 приказана је шема механизма за дизање грабилице са једним електромотором. Добош 1 за затварање грабилице је преко зупчастог цилиндричног преносног пара 2 и 3 везан са погонским вратилом 4. Са вратилом 4 је везан и добош 8 на који се намотава уже за дизање, преко фрикционе спојнице 5 и зупчаника 6 и 7. Оба добоша су слободно ослоњена на осовину 9 и имају одвојене електромагнетне кочнице 10 и 11. Укључење и искључење фрикционе спојнице обавља кочни електромагнет.

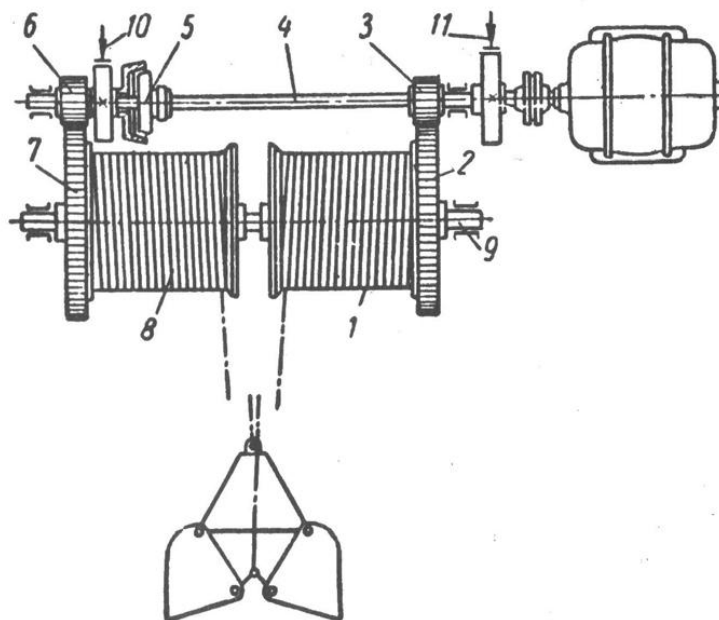
Приказани механизам ради на следећи начин:

Спуштање грабилице: фрикциона спојница 5 укопчана, а кочнице 10 и 11 размакнуте.

Отварање чељусти грабилице: фрикциона спојница 5 размакнута, кочница 11 добоша за затварање 1 размакнута, кочница 10 добоша за дизање 8 укочена, грабилица виси на закаченом ужету добоша за дизање 8, а чељусти грабилице се отварају ужетом добоша за затварање 1.

Затварање чељусти грабилице и захватање терета: фриксиона спојница 5 размакнута, кочница 11 добоша за затварање 1 размакнута, уже за држање грабилице је олабављено, а кочница 10 закочена. Добош за затварање 1 се окреће у страну дизања, намотава уже за затварање и чељусти грабилице захватају терет који треба да се диже.

Дизање пуне грабилице: после пуног затварања чељусти грабилице укључује се фриксиона спојница 5 и размиче се кочница 10. Добош за дизање и добош за затварање обрћу се у исту страну и пуна грабалица се подиже.

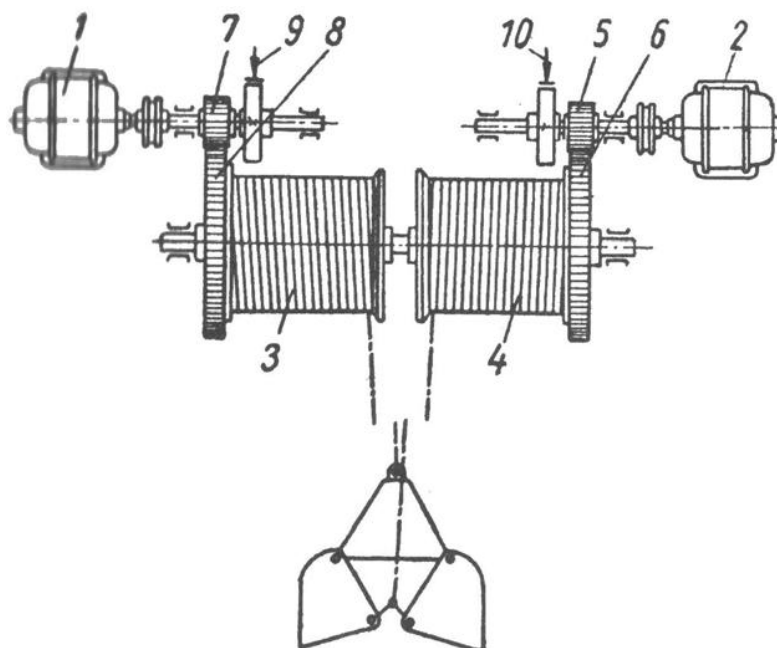


Слика 3.23 Шема механизма за дизање грабилице са једним електромотором [7]

Главни недостатак приказане конструкције је у компликованом командовању фриксионом спојницом и кочницом. Врло лако је могуће да се уже за затварање преоптерети или да се не затворе довољно чељусти грабилице, у зависности да ли се спојница нешто касније или нешто раније укључила. Повољније управљање механизмом за дизање грабилице постиже се применом планетног редуктора, али и такви типови грабалица имају недостатке због тешкоће синхронизовања рада спојница и кочница, што узрокује неједнака напрезања ужади.

Механизми са два мотора деле се на оне код којих су погони за оба добоша одвојени и на механизме код којих су мотори повезани механичким везама. Најпростија и најсигурнија конструкција механизма за дизање грабалица је са два независна погона за сваки добош. Овакве конструкције обезбеђују приближно равномерно оптерећење оба ужета. Оне су и најекономичније, јер сваки погон може да се рачуна на трајни рад са снагом која одговара приближно половини пуне носивости механизма.

На слици 3.24 приказана је шема конструкције механизма са два независна електромотора. При захватању материјала ради само добош за затварање 4. Електромотор 2 прима кратковремено оптерећење приближно једнако целокупној тежини захваћеног материјала и тежини грабилице, када се чељусти приближе једна другој. У тренутку када се грабалица затвори, укључује се и електромотор 1 добоша за држање 3. Пуно оптерећење се сада распоређује на оба електромотора. Ако је електромотор 1 укључен са закашњењем, онда ће он, пошто је мање оптерећен од мотора 2, имати већи број обртаја. Оптерећење ужета за држање грабилице има да порасте до те мере да ће се изједначити са оптерећењем ужета за затварање [7].



Слика 3.24 Шема механизма за дизање грабилице са два независна електромотора [7]

Приказани механизам ради на следећи начин:

При дизању или спуштању грабилице раде оба електромотора. Кочнице 9 и 10 су у том случају откочене, док зупчаници 5 и 6 предају обртно кретање добошу 4, а зупчаници 7 и 8 окрећу добош 3. Да би се отвориле или затвориле чељусти грабилице укључује се електромотор 1, кочница 9 се кочи и добош за држање је закочен.

### 3.3.1 Механизам за дизање терета код колица мосне дизалице

Различита извођења и конструктивна решења механизма за дизање и њихових захватних средстава чине мосне дизалице разноврсним. Једно од могућих решења је да тело витла може бити стојеће или viseће. Стојеће витло (сл. 3.25) се ставља на носећу конструкцију двошинских колица, која се крећу по горњем појасу главних носача двогредних дизалица. Vисеће, или витло са ушицом, (сл. 3.26) се причвршћује за viseћа колица, која се крећу по доњем појасу главног носача једногредних дизалица.

Колица се састоје од челичног рама с точковима. На рам је постављен погон кретања колица и погон дизања. Код viseћих колица веома је често решење у којем погон дизања виси испод колица, а међусобна веза је остварена цилиндричним зглобовима.

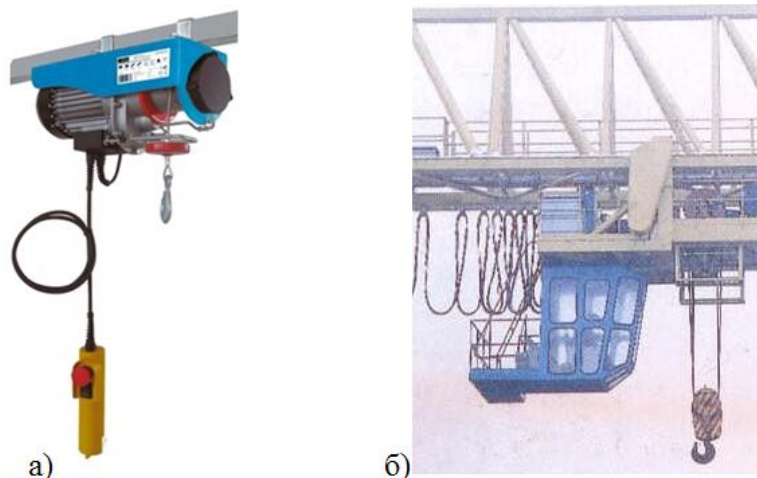


Слика 3.25 Стојеће покретно витло [9]



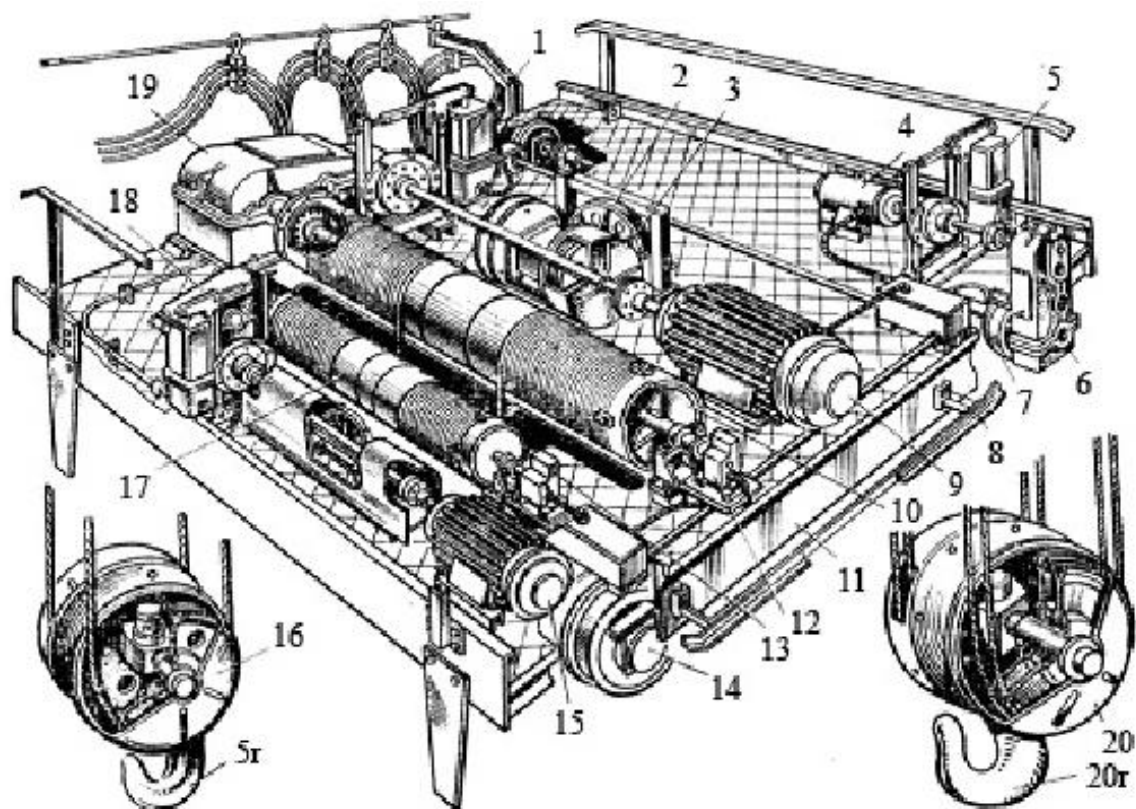
Слика 3.26 Vисеће електрично витло [9]

Управљање радом витла може да буде преко тастера са тастатуром, са пода (сл. 3.27 а), а за брзине премештања колица до 32 m/min (брзина коју руковаоц дизалице остварује нормалним ходом) или за веће брзине из кабине за управљање, тако што се кабина премешта заједно са витлом, преко ужета и катураче, дуж линијске стазе монореј дизалице (сл. 3.27 б).



**Слика 3.27** Управљање витлом: а) преко тастера са тастатуром,  
б) из кабине за управљање [9]

У зависности од намене дизалице на колицима, могу се уградити различити типови механизма за дизање или се на колицима могу уградити два независна механизма за дизање (сл. 3.28), при томе један представља главно дизање, а други помоћно дизање. На раму колица 11 постављен је механизам за главно и помоћно дизање, као и механизам за кретање колица. Механизам главног дизања се састоји из електромотора 9 који је повезан преко трансмисионим вратила са редуктором 19. Еластична спојница спаја уметнуто трансмисионо вратило са улазним вратилом у редуктору, поставља се на улазном вратилу редуктора 19, а користи се као кочиони добош кочнице са две папуче 1 која се активира преко електрохидрауличног подизача. Излазно вратило редуктора 19 је повезано зупчастом спојницом са добошем глвног дизања 10. Ослонци котурова 3, као и уравнотежавајућих котурова 2 постављени су на горњој површини рама колица, што омогућава њихово одржавање и повећање могућности обезбеђења потребне – задате висине дизања терета. Као граничник висине дизања примењује се вретенасти прекидач 12 којим се искључује довод електричне струје при достизању висеће куке до прекидача, до крајњег горњег, односно доњег положаја. Помоћни механизам за дизање остварује аналогну кинематску шему (електромотор 15, редуктор 18, добош 17, крајњи прекидач 13). Оба механизма за дизање опремљена су одговарајућом куком са траверзом и котуровима (20 t за главно дизање, односно куком за носивост 5 t за помоћно дизање).



Слика 3.28 Колица са два независна механизма за дизање [9]

На слици 3.29 приказан је механизам за дизање савремене конструкције. Компоненте код овог механизма су у коаксијалном распореду, чиме се постиже веома компактно решење малих габарита. Тело витла у коме је смештен добош са вођицом ужета обједињује кочионе моторе са конусном кочницом и редукторе са цилиндричним или планетним зупчаницима у једну конструктивну целину.



Слика 3.29 Двобрзинско електрично витло типа „Demag” [10]

По пропису све дизаличне машине које су предвиђене за извођење радова на монтажи конструкција, као и других радова на којима је потребна тачност и прецизност при постављању терета, морају имати и одговарајућу малу брзину на механизму за дизање - спуштање терета, а понекад и на механизму за премештање терета. Због тога се савремено витло на електрични погон израђује са такозваним микропогоном, којим се обезбеђује осим постојећих нормалних брзина дизања и спуштања терета, такође и обављање радова веома малим брзинама, које су потребне нпр: за тачно постављање елемената на машину за обраду резањем, за уравнотежавање ротационх елемената, при извршењу радова монтаже или при спуштању калупа у ливницама. Промена брзине дизања или спуштања обавља се применом електромотора са више пари полова, или помоћног електромотора мале снаге, који погони добош малом брзином преко додатног преносника, а такође и применом механичког уређаја - укључивањем додатног преносника преко фрикционе спојнице.

Да би се спречиле хаварије које могу настати ако се механизам за дизање не искључи у право време, уграђују се крајњи искључивачи полужног или завојног типа. Искључивачи полужног типа се уграђују на крају стреле обртне дизалице, на колицима мосне дизалице итд. тако да при прелазу куке или грабилице преко крајњег положаја, исте ударају у полугу која прекида довод електричне енергије у моторе.

### 3.3.1.1 Прорачун погона механизма за дизање

Снага електромотора механизма за дизање се бира према обрасцу:

$$P = \frac{Q \cdot V_{diz}}{\eta_{meh}} [kW] \quad (3.22)$$

где су:

$Q$  – тежина терета;

$V_{diz}$  – брзина дизања;

$\eta_{meh}$  – степен искоришћења механизма за дизање.

На основу израчунате снаге усваја се електромотор из каталога произвођача тако да  $P_{EM} > P$ .

У фази убрзавања терета при дизању електромотор треба да савлада и инерцијалне силе, и тада долази до преоптерећења мотора.

Степен преоптерећења електромотора се проверава тако да је:  $\psi_{stv} \leq \psi_{kat}$

где су:

$\psi_{stv}$  – стварни степен преоптерећења електромотора;

$\psi_{kat}$  – каталошки степен преоптерећења електромотора.

$$\psi_{stv} = \frac{M'_{uk}}{M_n} \quad (3.23)$$

где су:

$M_n$  – номинални момент електромотора [Nm];

$M'_{uk}$  – укупни момент сведен на вратило електромотора у фази убрзања [Nm].

$$M'_{uk} = M'_{st} + M'_{din} [Nm] \quad (3.24)$$

где су:

$M'_{st}$  – статички момент сведен на вратило електромотора;

$M'_{din}$  – динамички момент сведен на вратило електромотора.

$$M'_{din} \equiv M'_{in}$$

Ако је у механизам за дизање уграђена двојна катурача, следи:

$$M'_{st} = \frac{Q \cdot D_d}{m \cdot i \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (3.25)$$

где су:

- $Q$  – тежина терета [N];
- $D_d$  – пречник добоша [m];
- $m$  – број кракова катураче;
- $i$  – преносни однос од електромотора до добоша;
- $\eta$  – степен корисности механизма за дизање терета ( $\eta = 0,8 - 0,85$ ).

У општем случају и за просту и за двојну катурачу може да се напише:

$$M'_{st} = \frac{Q}{i_{kot}} \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (3.26)$$

где је преносни однос катураче  $i_{kot} = m$  за просте катураче, а за двојне катураче  $i_{kot} = m/2$ .

$$i = \frac{n_{EM}}{n_d} \quad (3.27)$$

где су:

- $n_{EM}$  – број обртаја електромотора [ $\text{min}^{-1}$ ];
- $n_d$  – број обртаја добоша [ $\text{min}^{-1}$ ].

$$i_{kot} = \frac{V_d}{V_{diz}} \quad (3.28)$$

$$n_d = \frac{V_d}{\pi \cdot D_d} = \frac{i_{kot} \cdot V_{diz}}{\pi \cdot D_d} \quad (3.29)$$

$$n_{EM} = i \cdot n_d = i \cdot \frac{V_d}{\pi \cdot D_d} = i \cdot \frac{i_{kot} \cdot V_{diz}}{\pi \cdot D_d} \quad (3.30)$$

$$M'_{din} = \frac{m_Q}{i_{kot}} \cdot \frac{V_{diz}}{t_1} \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta} + (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_1} \quad [Nm] \quad (3.31)$$

За двојну катурачу је

$$M'_{din} = m_Q \cdot \frac{V_{diz}}{t_1} \cdot \frac{1}{m} \cdot 2 \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta} + (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_1} \quad [Nm] \quad (3.32)$$

где су:

- $m_Q$  – маса терета [kg];
- $t_1$  – време убрзања терета [s];
- $J_1$  – момент инерције маса електромотора и кочионе спојнице ( $J_1 = J_{EM} \cdot J_{sp}$ ) [ $\text{kgm}^2$ ];
- $n_1$  – број обртаја електромотора [ $\text{min}^{-1}$ ].

За двојну катурачу добија се:

$$M'_{din} = \frac{m_Q \cdot V_{diz} \cdot D_d}{t_1 \cdot m \cdot i \cdot \eta} + (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_1} \quad [Nm] \quad (3.33)$$

$$\psi_{stv} = \frac{1}{M_n} \cdot \left[ \frac{m_Q \cdot V_{diz} \cdot D_d}{t_1 \cdot m \cdot i \cdot \eta} + (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_1} \right] \quad [Nm] \quad (3.34)$$

$$\psi_{stv} \leq \psi_{kat}$$

Убрзање при дизању је:

$$a_u = \frac{V_{diz}}{t_1} \quad (3.35)$$

Терет на крају убрзања пређе пут

$$S_u = \frac{V_{diz} \cdot t_1}{2} \quad (3.36)$$

Номинална снага:

$$P_n = M_n \cdot \omega_{EM} \quad (3.37)$$

где су:

$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} \quad (3.38)$$

$$M_n = \frac{9550 \cdot P_n}{n_{EM}} [Nm] \quad (3.39)$$

Момент кочења се одређује на следећи начин:

а) при кочењу терета који се спушта

$$M_k = M'_{din} + M'_{st} \quad (3.40)$$

б) при кочењу терета који се диже

$$M_k = M'_{din} - M'_{st} \quad (3.41)$$

Моменат кочења је сведен на вратило електромотора, рачуна се у Nm.

$$M'_{st(k)} = \frac{Q}{i_{kot}} \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta = M'_{st} \cdot \eta^2 \quad (3.42)$$

$$M'_{din(k)} = \frac{m_Q \cdot V_{diz} \cdot D_d}{2 \cdot i \cdot i_{kot} \cdot t_1} \cdot \eta + (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_1} [Nm] \quad (3.43)$$

Успоредње при кочењу терета је [11]:

$$a_k = \frac{V_{diz}}{t_k} \quad (3.44)$$

где је:

$t_k$  – време кочења у секундама.

Терет до заустављања пређе пут

$$S_k = \frac{V_{diz} \cdot t_k}{2} \quad (3.45)$$

Из каталога кочница усваја се кочница чији је каталошки момент кочења

$$M_{kn} \geq M_k$$

Кочница може да се усвоји и на основу критеријума:

$$M_k = \beta \cdot M'_{st} \quad (M_k - \text{рачунски момент кочења}) \quad (3.46)$$

$$M'_{st} = \frac{Q}{i_{kot}} \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (3.47)$$

где је  $\beta$  степен сигурности за кочницу.

$\beta = 1,5$  за лаки режим рада;

$\beta = 1,75$  за средњи режим рада;

$\beta = 2$  за тежи режим рада;

$\beta = 2,5$  за веома тежи режим рада.

Код кочнице са две папуче сила кочења је

$$F_N = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k \quad (3.48)$$

где су:

$$F_k - \text{рачунска сила кочења } F_k = \frac{M_k}{i_k \cdot \mu_k \cdot D_k \cdot \eta_k} \quad (3.49)$$

$\eta_k$  – степен корисности полужја кочнице ( $\eta_k = 0,9 - 0,95$ );

$i_k$  – преносни однос кочнице.

Стварни кочни момент је дефинисан изразом:

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k \quad (3.50)$$

где су:

$D_k$  – пречник кочног добоша;

$\mu_k$  – коефицијент трења облоге папуче о кочни добош.

Код кочница на механизму за дизање терета допуштена вредност карактеристике загревања је

$$(p \cdot v)_{доп} = 25 \left[ \frac{daN}{cm^2} \cdot \frac{m}{s} \right] \quad (3.51)$$

$$(p \cdot v) = \frac{N}{A} \cdot \frac{D_k \cdot \pi \cdot n_{EM}}{60} \left[ \frac{daN}{cm^2} \cdot \frac{m}{s} \right] \quad (3.52)$$

$$p = \frac{N}{A} \quad (3.53)$$

$$A = \frac{\pi \cdot D_k \cdot B \cdot \beta}{360} \quad (3.54)$$

где су:

$B$  – ширина папуче;

$\beta$  – обухвату угао папуче ( $\beta = 60^\circ$ ).

## 4. Рачунски пример

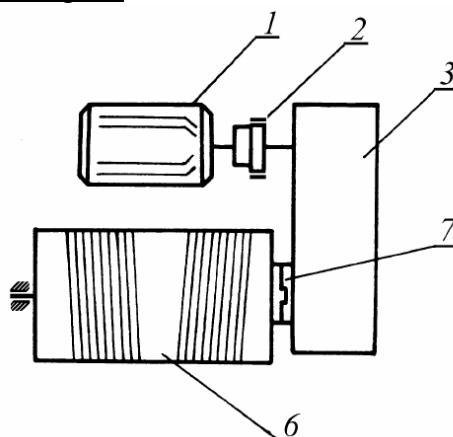
На основу полазних података биће приказан рачунски пример механизма за дизање код мосне дизалице [12].

Полазни подаци:

- Носивост  $m_Q = 20$  [t]
- Распон  $L = 24$  [m]
- Висина дизања  $H = 16$  [m]
- Брзина дизања  $v_1 = 5$  [m/min]
- Погонска класа 4 (врло тешка)

### Погон дизања

Концепција погона за дизање терета



Слика 4.1 Шема погона дизања

### Доња котурача

Усваја се двојна котурача.

На основу задате носивости  $m_q = 20t$  и погонске класе дизалице (4) усваја се котурача ознаке 10 са два котура. Њени општи подаци су:

- број кракова ужета:  $m = 4$
- преносни број котураче:  $i_k = m/2 = 4/2 = 2$
- степен корисности котураче:  $\eta_k = 0.97$
- маса:  $m_k = 558$  kg

### Кука

На основу задате носивости  $m_q = 20t$  и погонске класе дизалице (4) усваја се стандардна једнокрака кука кована у калупу, са ваљкастим стаблом (ВК), величине број 10 од материјала Č1330: KUKA VK 7 SRPS M.D1.146 Č1330

- дозвољени напон на затезање:  $\sigma_{doz} = 30$  МПа
- дозвољени површински притисак:  $p_{doz} = 30$  МПа

- Провера истезања врата куке

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_s^2} \leq \sigma_{doz} \quad (4.2)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 20\,000 \cdot 9.81}{\pi \cdot (0.0868)^2} = 33169907.02 \text{ Pa} = 33.1 \text{ MPa} \geq \sigma_{doz}$$

(рачунски напон је у дозвољеним границама за усвојени тип конструкције)

- Провера навртке

$$H \geq 0,8 \cdot d_3 \quad (4.3)$$

$$H \geq 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ mm}$$

$$H \geq \frac{4 \cdot Q \cdot t}{\pi \cdot (d_3^2 - d_5^2) \cdot p_{doz}} = \frac{4 \cdot 20\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,012}{\pi \cdot (0,1^2 - 0,0868^2) \cdot 30} = 0,04045 \text{ m} = 40,45 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Усваја се висина навртке:  $H = 85 \text{ mm}$

#### Уже за дизање терета

- Радна сила у ужету при дизању номиналног терета:

$$F_u = \frac{Q + G_k}{m \cdot \eta_k} = \frac{(20\,000 \cdot 8,91) + (558 \cdot 9,81)}{4 \cdot 0,97} = 51977,82 \text{ N} = 51,98 \text{ kN} \quad (4.5)$$

- Степен сигурности ужета (Табела 1.6) [12]:  $k_u = 7,1$

- Рачунска сила кидања ужета:

$$F_r = k_u \cdot F_u = 7,1 \cdot 51,98 = 369,058 \text{ kN} \quad (4.6)$$

Усваја се обично уже пречника:  $d_u = 26 \text{ mm}$

#### Котур

Однос пречника котура и пречника ужета (Табела 1.13) [12]:

$$\left(\frac{D}{d}\right) = 24 \quad \text{за котуре}$$

$$\left(\frac{D}{d}\right) = 13 \quad \text{за котуре за изравњање}$$

Пречник изравњајућег котура:

$$D_{ik} = \left(\frac{D}{d}\right) d_u = 13 \cdot 26 = 338 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Усваја се  $D_{ik} = 355 \text{ mm}$  (Табела 1.14) [12]

Пречник котура:

$$D_k = \left(\frac{D}{d}\right) d_u = 24 \cdot 26 = 624 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Усваја се  $D_k = 630 \text{ mm}$  (Табела 1.14) [12]

#### Траверза

Усваја се траверза величине 10, израђена од материјала Š1430, за коју је дозвољени напон на савијање  $\sigma_{doz} = 80 \text{ MPa}$  (Табела 1.16) [12].

- Напон савијања траверзе у средњем пресеку:

$$\sigma_f = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{b_1 + s}{2} - \frac{Q}{2} \cdot \frac{d_3}{4}}{\frac{1}{6} \cdot (b_1 - d_2) \cdot h_1^2} \leq \sigma_{doz} \quad (4.9)$$

$$Q = 20\,000 \cdot 9,81 = 196\,200 \text{ N} = 196,2 \text{ kN} \quad (4.10)$$

$$\sigma_f = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{b_1 + s}{2} - \frac{Q}{2} \cdot \frac{d_3}{4}}{\frac{1}{6} \cdot (b_1 - d_2) \cdot h_1^2} = \frac{\frac{196,2 \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{(220 + 16) \cdot 10^{-3}}{2} - \frac{196,2 \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{(220 + 16) \cdot 10^{-3}}{4}}{\frac{1}{6} \cdot (220 - 103) \cdot (105 \cdot 10^{-3})^2} = 29,81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 26,93 \text{ MPa} \leq \sigma_{doz} = 80 \text{ MPa}$$

- Напон савијања рукавца:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{s}{2}}{0,1 \cdot d_5^3} \leq \sigma_{doz} \quad (4.11)$$

$$\sigma_f = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{s}{2}}{0,1 \cdot d_5^3} = \frac{\frac{196,2 \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}}{2}}{0,1 \cdot (90 \cdot 10^{-3})^3} = 10,76 \text{ MPa} \leq \sigma_{doz} = 80 \text{ MPa}$$

#### Лежишта котура

- Оптерећење које преноси један лежај износи:

$$Q_1 = \frac{Q}{4} = \frac{196,2}{4} = 49,05 \text{ kN} \quad (4.12)$$

#### Добош

- Називни пречник добоша:

$$\left(\frac{D}{d}\right) = 24$$

$$D_d = \left(\frac{D}{d}\right) d_u = 24 \cdot 26 = 624 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Усваја се пречник добоша:  $D_d = 630 \text{ mm}$

- Дужина добоша:

$$L = \left(\frac{2 \cdot i_k \cdot H}{\pi \cdot D_d} + 8\right) \cdot s + L_Q = \left(\frac{2 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 10^3}{\pi \cdot 630} + 8\right) \cdot 31 + 295 = 1545,425 \text{ mm} \quad (4.14)$$

- Број жљебова на једној страни добоша:

$$z = \frac{i_k H}{\pi D_d} + 4 = \frac{2 \cdot 16}{\pi \cdot 630 \cdot 10^{-3}} + 4 = 20,169 \quad (4.15)$$

Усваја се  $z = 22$

- Дужина нарезаног дела на једној страни добоша :

$$L_{nar} = (z - 1) \cdot s = (22 - 1) \cdot 31 = 651 \text{ mm} \quad (4.16)$$

- Дужина омотача добоша:

$$L_{dob} = 2 \cdot b + 2 \cdot L_{nar} + L_Q = 2 \cdot 62 + 2 \cdot 651 + 295 = 1721 \text{ mm} \quad (4.17)$$

- Дебљина зида омотача добоша:

$$h = 0,02 \cdot D_d + 0,01 = 0,02 \cdot 630 \cdot 10^{-3} + 0,01 = 22,6 \text{ mm} \quad (4.18)$$

Дозвољени напон за материјал добоша је:  $\sigma_{doz} = 125 \text{ MPa}$

- Момент савијања:

$$M_s = S \cdot l = \frac{Q + G_k}{4} \cdot \frac{L - L_Q}{2} = \frac{196,2 + 5,47}{4} \cdot \frac{1545,4 - 295}{2} = 31,521 \text{ kNm} \quad (4.19)$$

- Момент увијања:

$$M_U = S \cdot D_d = \frac{Q + G_k}{4} \cdot D_d = \frac{196,2 + 5,47}{4} \cdot 630 \cdot 10^{-3} = 31,76 \text{ kNm} \quad (4.20)$$

Услед стезања ужета око добоша, у зиду добоша се јавља притисак, који је највећи на првом навоју ужета и износи:

$$\sigma = \frac{S}{h \cdot s} = \frac{\frac{Q + G_k}{4}}{h \cdot s} = \frac{196,2 + 5,47}{4 \cdot 0,016 \cdot 0,031} = 101,65 \text{ MPa} < \sigma_{\text{doz}} = 125 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

- Резултујући напон:

$$\varphi = 0,75$$

$$D_{sp} = D_d - 2 \cdot r = 630 - 2 \cdot 15 = 600 \text{ mm} \quad (4.22)$$

$$D_{un} = D_{sp} - h = 600 - 16 = 584 \text{ mm} \quad (4.23)$$

$$W_x = 0,1 \cdot \frac{D_{sp}^4 - D_{un}^4}{D_{sp}} = 0,1 \cdot \frac{600^4 - 584^4}{600} = 2213467,5 \text{ mm}^3 \quad (4.24)$$

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{M_S^2 + (\varphi \cdot M_U)^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{31,52^2 + (0,75 \cdot 31,76)^2}}{2213467,5} \cdot 10^6 = 17,84 \text{ MPa} < \sigma_{\text{doz}} = 125 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

#### Осовина добоша

За материјал осовине усваја се Č4730, за коју је вредност допушеног напона узета из табеле 1.24 и износи  $\sigma_{\text{doz}} = 115 \text{ MPa}$ .

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{S\text{max}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{dop}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 31521}{\pi \cdot 115}} = 140,81 \text{ mm} \quad (4.26)$$

Усваја се  $d_i = 150 \text{ mm}$

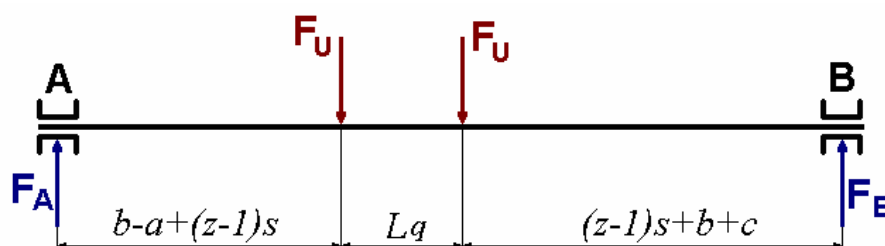
#### Лежишта добоша

Радни век лежишта добоша  $T[h] = 32000$  за погонску класу 4 (Табела 1.25) [2].

- Број обртаја добоша:

$$n_d = \frac{i_k \cdot V_1}{\pi \cdot D_d} = \frac{2 \cdot 5}{\pi \cdot 0,63} = 5,07 \text{ min}^{-1} \quad (4.27)$$

- Силе реакције у ослоњцима:



Слика 4.2 Шема оптерећења добоша

$$\sum M_A = 0$$

$$F_B \cdot (L_{\text{dob}} + c - a) - F_U \cdot (b - a + (z - 1) \cdot s) - F_U \cdot (b - a + (z - 1) \cdot s + L_Q) = 0 \quad (4.28)$$

$$F_B \cdot (1721 + 84 - 41) - 51,98 \cdot (62 - 41 + (21 \cdot 31)) - 51,98 \cdot (62 - 41 + (21 \cdot 31)) + 295 = 0$$

$$F_B \cdot 1764 - 34930,56 - 34930,56 + 295 = 0$$

$$F_B = \frac{69566,12}{1764} = 39,45 \text{ kN}$$

$$\sum Y_i = 0$$

$$F_A - 2 \cdot F_U + F_B = 0 \quad (4.29)$$

$$F_A - 2 \cdot 51,98 + 39,45 = 0$$

$$F_A = 64,51 \text{ kN}$$

#### Веза редуктор-добош

- Усваја се редуктор са зупчастом спојницом Н2 630

### Веза ужета за добош

- Сила која оптерећује везу (према СРПС М.Д1.070):

$$\mu=0,1 \quad \alpha = 4 \cdot \pi$$

$$S_V = 2,5 \cdot \frac{F_u}{e^{\mu \cdot \alpha}} \cdot S_V = 2,5 \cdot \frac{51,98}{e^{0,1 \cdot 4 \cdot \pi}} = 37,235 kN \quad (4.30)$$

- Сила затезања у завртњу је:

$$\mu' = 0,16 \quad \alpha_1 = 2 \cdot \pi \quad i = 2$$

$$F = \frac{2 \cdot S_V}{i \cdot (\mu + \mu') \cdot (e^{\mu' \cdot \alpha_1} + 1)} = \frac{2 \cdot 37,235}{2 \cdot (0,1 + 0,16) \cdot (e^{0,1 \cdot 2 \cdot \pi} + 1)} = 49,89 kN \quad (4.31)$$

- Укупан напон у завртњу (од савијања и истезања):

Дозвољени напон за Č506 и за тврдоћу 8.8:  $\sigma_{dop} = 27 kN/cm^2$

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{49,89}{27} = 1,847 cm^2 \quad (4.32)$$

Усваја се завртањ М20 са површином језгра:  $A_s = 245 mm^2$

$h_{pl} = 20 mm$  - висина плочице

$$l = \frac{d_u}{2} + h_{pl} + 2 \cdot a_1 = \frac{26}{2} + 20 + 2 \cdot 3 = 39 mm \quad (4.33)$$

$$M_f = \mu_1 \cdot S_V \cdot l = 0,1 \cdot 37,235 \cdot 0,039 = 145,2 kNmm \quad (4.34)$$

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F}{z \cdot A_s} + \frac{M_f}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z} = \frac{1,3 \cdot 49,89}{4 \cdot 2,450} + \frac{14,52}{0,1 \cdot (1,6)^3 \cdot 4} = 15,481 \frac{kN}{cm^2} \quad (4.35)$$

$$\sigma = 154,81 MPa \leq \sigma_{dop} = 270 MPa$$

### **Избор електромотора**

- Степен искоришћења механизма за дизање:

$$\eta_m = 0,85$$

- Потребна снага електромотора:

$$P = \frac{Q \cdot V_1}{\eta_m} = \frac{196,2 \cdot 5}{0,85} = 11,54 kW \quad (4.36)$$

Из каталога се усваја електромотор ZKE 200 Lb-8 произвођача „Sever“ Суботица

Опште карактеристике изабраног електромотора:

- Номинална снага мотора:  $P=15 kW$   $ED\% = 40\%$
- Број обртаја електромотора:  $n_{EM}=725min^{-1}$
- Маса електромотора:  $m_{EM}=205 kg$
- Момент инерције мотора:  $J=0,23kgm^2$
- Фактор преоптерећења ЕМ:  $\psi=0,7$

### Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета

- Угаона брзина вратила:

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 725}{30} = 75,92 rad/s \quad (4.37)$$

- Преносни однос:

$$i = i_r = \frac{n_{EM}}{n_d} = \frac{725}{5,07} \approx 143 \quad (4.38)$$

- Убрзање:  $a = 0,1 \div 0,3 = 0,2 \frac{m}{s^2}$
- Време трајања периода неустаљеног кретања:

$$t_1 = \frac{v_1}{a} = \frac{5}{60 \cdot 0,2} = 0,42 \text{ s} \quad (4.39)$$

- Степен корисности механизма за дизање:

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

- Укупни момент отпора сведен на вратило електромотора:

$$\begin{aligned} M'_{uk} &= M'_{st} + M_{in}^{tr'} + M_{in}^{rot'} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i \cdot \eta} + \frac{m \cdot D_d^2 \cdot \omega_m}{4 \cdot i_k^2 \cdot t_1 \cdot \eta \cdot i^2} + 1,15 \cdot J \cdot \frac{\omega_m}{t_1} = \\ &= \frac{196,2 \cdot 0,63}{2 \cdot 2 \cdot 143 \cdot 0,85} + \frac{200 \cdot (0,63)^2 \cdot 75,92}{4 \cdot 4 \cdot 0,42 \cdot 0,85 \cdot (143)^2} + 1,15 \cdot 0,23 \cdot \frac{75,92}{0,42} = \\ &= 48,13 \text{ kNm} \end{aligned} \quad (4.40)$$

$$M_m = \psi \cdot \frac{P_n}{\omega_m} = 0,7 \cdot \frac{15}{75,92} = 138,3 \text{ kNm} \quad (4.41)$$

$$M'_{uk} = 48,13 \text{ kNm} \leq M_m = 138,3 \text{ kNm}$$

## Редуктор

- Преносни однос редуктора:  $i_r = \frac{n_{EM}}{n_d} = \frac{725}{5,07} \approx 143 \quad (4.42)$

Усваја се хоризонтални редуктор са следећим карактеристикама:

- број обртаја:  $n_r = 750 \text{ min}^{-1}$
- снага:  $P_r = 32 \text{ kW}$
- стварни преносни однос:  $i_{stv} = 140$

- Стварни број обртаја добоша:

$$n_d = \frac{n_r}{i_{st}} = \frac{750}{140} = 5,36 \text{ min}^{-1} \quad (4.43)$$

- Стварна брзина дизања:

$$V = \frac{\pi \cdot D_d \cdot n_d}{i_k} = \frac{\pi \cdot 0,63 \cdot 5,36}{2} = 5,31 \text{ m/min} \quad (4.44)$$

- Одступање брзине:

$$W = \frac{(V - V_1)}{V_1} \cdot 100\% = \frac{5,31 - 5}{5} \cdot 100\% = 6,02\% \quad (4.45)$$

Одступање радне од називне је у дозвољеним границама.

## Избор спојнице

- Номинални момент електромотора:

$$M_n = \frac{P_n}{\omega_m} \cdot 10^3 = 9550 \cdot \frac{P_n}{n_{EM}} = 9550 \cdot \frac{15}{725} = 197,59 \text{ kNm} \quad (4.46)$$

Усваја се пречник кочионог добоша  $D_k = 315 \text{ mm}$

## Кочница

### Прорачун кочнице са две папуче

- Преник кочионог добоша:  $D_k = 315 \text{ mm}$
- Ширина кочионог добоша:  $B_k = l_5 = 120 \text{ mm}$
- Обухватани угао облога папуча:  $\beta = 70^\circ$
- Ширина облога:  $B = l_5 - (5 \div 10) = 120 - 5 = 115 \text{ mm}$  (4.47)

$$\text{– Површина облоге: } A_p = \frac{\pi \cdot D_k \cdot \beta}{360} \cdot B = \frac{\pi \cdot 31,5 \cdot 70}{360} \cdot 11,5 = 221,28 \text{ cm}^2 \quad (4.48)$$

- Коефицијент трења облоге папуче:  $\mu_k = 0,35$
- Степен сигурности кочнице:  $\nu_k = 2,5$
- Преносни оно кочнице:  $i = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{400}{165} \cdot \frac{240}{55} = 10,57$  (4.49)
- $a = 400 \text{ mm}$ ,  $b = 165 \text{ mm}$ ,  $c = 240 \text{ mm}$ ,  $d = 55 \text{ mm}$
- Степен кориности полужја:  $\eta_k = 0,9 \div 0,95 = 0,95$

$$M'_{st} = 9550 \cdot \frac{P}{n_{EM}} = 9550 \cdot \frac{15}{725} = 197,59 \text{ Nm} \quad (4.50)$$

$$M_k = \nu_k \cdot M'_{st} \cdot \eta_m^2 = 2,5 \cdot 197,59 \cdot 0,85^2 = 356,89 \text{ Nm} \quad (4.51)$$

- Потребна рачунска сила кочења:

$$F_k = \frac{M_k}{i_k \cdot \mu_k \cdot D_k \cdot \eta_k} = \frac{356,89}{10,57 \cdot 0,35 \cdot 0,315 \cdot 0,95} = 322,3 \text{ N} \quad (4.52)$$

### Избор хидрауличног подизача

На основу израчунате силе кочења усваја се хидраулични подизач EB50/100.

- Провера кочнице:

$$F_N = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k = 322,3 \cdot 10,57 \cdot 0,95 = 3236,375 \text{ N} \quad (4.53)$$

$$M_k = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k \cdot \mu_k \cdot D_k = 322,3 \cdot 10,57 \cdot 0,95 \cdot 0,35 \cdot 0,315 = 357,92 \text{ Nm} \quad (4.54)$$

$$V_k = \frac{M_k}{M_n \cdot \eta_m^2} = \frac{357,92}{197,59 \cdot 0,85^2} = 2,51 \quad V_{doz} = 2 \div 3 \quad (4.55)$$

- Провера кочионих облога:

$$p = \frac{F_N}{A_p} = \frac{3236,375}{221,28} = 14,625 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (4.56)$$

$$V_K = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_m}{60} \cdot k = \frac{\pi \cdot 0,315 \cdot 725}{60} \cdot 1,1 = 13,15 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad k=1,1 \quad (4.57)$$

$$p \cdot V_K = 14,67 \cdot 13,15 = 192,318 \frac{\text{Nm}}{\text{cm}^2 \text{ s}} \leq (p \cdot V_K)_{doz} = 250 \frac{\text{Nm}}{\text{cm}^2 \text{ s}} \quad (4.58)$$

## 5. Закључак

Брз развој индустрије наметнуо је и брзи развој дизалица и других машина за дизање и преношење делова, робе и осталог материјала. Данас нема области индустрије у којој се не примењују транспортне машине.

У делу машина периодичног транспорта најбројнију групу чине дизалице. У дизалице или дизаличне машине спадају све дизалице које служе за вертикално премештање терета најчешће помоћу ужета или ланца.

Дизалице раде под врло различитим радним условима. Да би се што боље прилагодили радним условима, дизалица и њени делови су подељени у погонске класе. Разликујемо 4 погонске класе: лаку, средњу, тешку и врло тешку.

У овом завршном раду приказане су све врсте механизма за дизање терета са периодичним радом. Њихова употреба је веома значајна не само у животу човека за обављање свакодневних послова, него и у развоју индустрије једне земље.

Механизме за дизање терета са периодичним радом можемо поделити на ручне дизалице, добоше за вучу (витла) и дизаличне механизме за дизање. Ручне дизалице су најпростији тип конструкције и веома су једноставне за употребу. Добоши за вучу припадају нешто сложенијем типу конструкције. Могу бити на ручни или моторни погон. Дизалични механизми за дизање припадају најсложенијем типу конструкције. Могу се користити за подизање терета мале, а и веома велике тежине.

При конструисању дизаличних механизма за дизање терета користе се у што већој мери најновија достигнућа науке, нарочито на пољу технологије материјала примењених за њихову израду. На тај начин се могу добити савршеније машине, које су још лакше и јефтиније, а задовољавају одређене потребе у погледу функционалности и трајности.

Без обзира да ли се ради о нешто савременијим механизмима за дизање или не људи морају бити опрезни при њиховом раду, морају чешће да проверавају да ли су им сви елементи исправни, да не би дошло до отказивања рада машине или повреде на раду. Такође, при конструисању дизаличних механизма инжињер треба више пута да провери да ли су изабране адекватне мере по стандардима сваког елемента механизма појединачно, да касније не би било проблема приликом монтаже.

## 6. Литература

- [1] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Дизалице, основе, Градина, Ниш, 1994.
- [2] <http://www.nationalgeographic.rs/vesti/4224-pogresne-cinjenice-robovi-gradili-piramide.html>, приступљено 23.9.2015.
- [3] [http://www.quickiwiki.com/nl/Kraan\\_\(machine\)](http://www.quickiwiki.com/nl/Kraan_(machine)), приступљено 22.9.2015.
- [4] <https://sh.wikipedia.org/wiki/Koloturnik#/media/File:Koloturnik.jpg>, приступљено 22.9.2015.
- [5] Н. Милорадовић, Предавање из предмета Основи транспортних машина, 2014.
- [6] [http://www.quickiwiki.com/nl/Kraan\\_\(machine\)](http://www.quickiwiki.com/nl/Kraan_(machine)), приступљено 16.9.2015.
- [7] С. Дедијер, Основи транспортних уређаја, Београд, 1989.
- [8] [http://www.lightinthebox.com/hr/sheffield-8t-hydraulic-bottle-jacks\\_p887303.html](http://www.lightinthebox.com/hr/sheffield-8t-hydraulic-bottle-jacks_p887303.html), приступљено 30.9.2015.
- [9] <http://www.gutmanlifting.rs/dizalice.html>, приступљено 6.9.2015.
- [10] <http://www.demagcranes.us>, приступљено 15.9.2015
- [11] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.
- [12] Н. Милорадовић, Пројектни задатак из предмета Основи транспортних машина, 2014.