

**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: 191/2016

Ненад З. Стојадиновић
Радионичка портална дизалица
завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Ненад Милорадовић, ванр. проф
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Прикаже улогу и област примене порталних дизалица при транспорту терета.
- Наведе кратак осврт на историјски развој ових врста дизалица.
- Истакне и опише постојећа решења одговарајућих механизма за дизање различитих терета и наведе њихове главне карактеристике и метод прорачуна.
- За дизалицу која се користи у радионицама за дефинисану носивост и висину дизања терета изврши избор и прорачун носеће конструкције, прорачун елемената механизма за дизање терета и елемената механизма за кретање дизалице и прикаже њихове главне карактеристике.
- Полазни подаци:
 - носивост: $Q = 1,2 \text{ t}$
 - висина дизања: $H = 3 \text{ m}$
 - распон: $L = 3,5 \text{ m}$

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] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.

Крагујевац, 10. 03. 2019.

Ментор:

Др Ненад Милорадовић, ванр. проф.

Садржај

1. Увод	6
1.1 Улога порталних дизалица.....	7
1.2 Примена порталних дизалица.....	9
2. Историјски развој порталне дизалице	12
3. Анализа конструкција и постојећих решења механизма за дизање терета ..	14
3.1 Носећа конструкција.....	14
3.2 Механизми за дизање терета.....	16
3.2.1 Ручна ланчана дизалица	16
3.2.2 Ручна повлачна дизалица „чекрк“	17
3.2.3 Електрична ланчана дизалица.....	18
3.2.4 Пнеуматска ланчана дизалица	18
3.2.5 Колица за пренос терета „мачке“	19
4. Прорачун радионичке порталне дизалице	20
4.1 Прорачун елемената механизма за дизање и пренос терета.....	20
4.2 Прорачун елемената механизма за кретање дизалице	22
4.2.1 Избор точкова	22
4.3 Прорачун носеће конструкције.....	27
4.3.1 Прорачун и димензионисање главног носача.....	27
4.3.1.1 Прорачун на савијање	29
4.3.1.2 Прорачун крутости главног носача	31
4.3.1.3 Прорачун бочних стубова на извијање	34
5. Закључак.....	38
Литература	39

РЕЗИМЕ

У овом завршном раду приказана је улога и област примене порталних дизалица при транспорту терета. Такође је дат кратак осврт на историјски развој порталних дизалица. Извршена је и анализа конструкција и постојећих решења механизма за дизање терета и наведене су њихове главне карактеристике. Затим следи избор и прорачун носеће конструкције, прорачун елемената механизма за дизање терета и елемената за кретање за дизалицу која се користи у радионицама.

Кључне речи: *портална дизалица, терет, носећа конструкција*

ABSTRACT

This final paper shows the role and scope of portal cranes in freight transport. It also gives a brief overview of the historical development of the portal crane. An analysis of the constructions and existing solutions of the lifting mechanisms, as well as their main characteristics, was also carried out. This is followed by the selection and calculation of the load-bearing structure, the calculation of the elements of the load-lifting mechanism and the elements of movement for the crane used in the workshops.

Keywords: *portal crane, load, load-bearing construction*

1. Увод

Улога механизације у привреди је велика. Високи темпо развоја привреде у свету и све већи раст промета робе захтева стално усавршавање средстава и метода премештања и ускладиштења терета. До данас је развијен велики број конструкција дизаличних машина у зависности од намене. Дизалице представљају средства са цикличним дејством која су намењена транспорту (претовару) расуте и комадне робе у оквиру ограниченог радног простора, који је одређен конструктивним карактеристикама дизалице. При раду дизалица у реализацији транспортног процеса доминантне су операције подизања и спуштања терета [1].

Дизалица је сваки уређај који служи за вертикално дизање и спуштање, као и за хоризонтално преношење терета, било да изводи све три операције или само поједине, без обзира на врсту погона и без обзира на покретљивост. Ради помоћу челичног ужета или ланца, а подешена је за рад са куком, грабилицом или другим захватним средством.

Дизалице се класификују према различитим критеријумима, а за избор претоварне технологије, односно пројектовање претоварних процеса, најцелисходнија је класификација према врсти погона и конструкцији. Погон дизалица може бити електрични, СУС, са хидрауличним, пнеуматским погонским системима.

Дизалице са електричним погоном се по правилу крећу по шинма, 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: грађевинске (торањске), мосне, порталне, ауто дизалице, ручне дизалице итд. Портална дизалица представља једну од основних врста машинског прекидног транспорта. На светској мапи произвођача порталних дизалица Србију представља предузеће Гоша ФОМ, Смедеревска Паланка.

Код порталних (рамних) дизалица шинска стаза за кретање је спуштена у ниво оперативне површине, а конструкција која носи главне носаче дизалице на шинску стазу се ослања преко четири ноге. Распон ових дизалица се креће од 12 до 50 m.

Конструкција рама се састоји од два стуба и греде. Израђена је од челика, може бити пуног профила или решеткаста. На греди се налази чекрк (мачка) којим се изводи манипулација теретом.

Порталне дизалице опште намене имају носивост до 300 kN, а распон им је до 20 m, док порталне дизалице за дрвну индустрију имају носивост до 160 kN, а распон до 85+2x15 m у случају да постоји препуст са обе стране, а порталне дизалице за претовар контејнера имају носивост до 400 kN, а распон до 22+2x2,5 m.

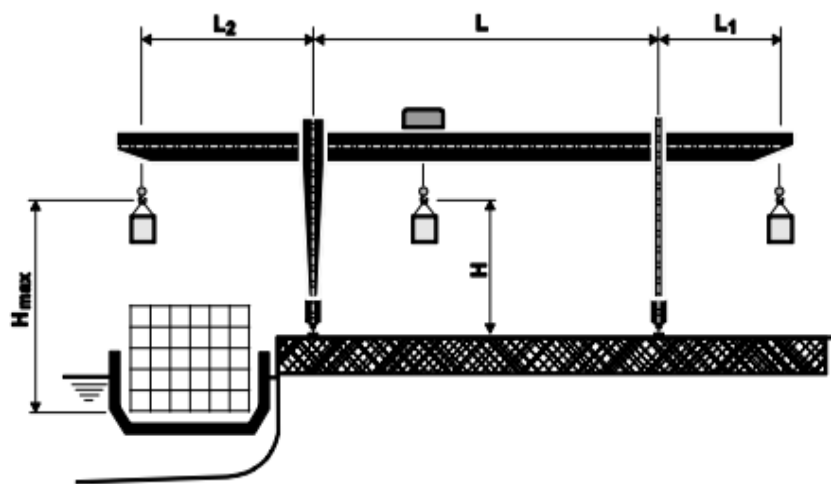
Највећи светски произвођачи ових дизалица су: Konecranes, Liebherr, Kuenz, Gottwald...

1.1 Улога порталних дизалица

Порталне дизалице су добиле назив по носећој конструкцији која се изводи у облику портала. Представља једну од основних врста машина прекидног траспорта. Порталне дизалице се најчешће користе на складиштима комадних или чешће растреситих материјала, односно у фабрикама, дрвној индустрији, ливницама, железарама итд. Служе за рад куком, електромагнетом, грабилицом, специфичним кофичастим одлагачем итд. Врло често раде под тешким радним условима па спадају у више погонске класе. Под погонском класом дизалице подразумева се ознака категорије дизалице с обзиром на тежину услова у којима дизалица претежно ради. Ако су распони ових дизалица већи и крећу се до 200 m, онда се називају претоварним мостовима. Код претоварних мостова могу се наћи и други уређаји уграђени на мосту као што су транспортери, додавачи, бункери... Порталне дизалице могу се израђивати са препустима и без препуста [2].

Главни делови порталне 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 (пендел) нога. Руковање дизалицом изводи се електричним командама из кабине која се најчешће налази испод греде портала. Код мањих порталних дизалица, руковање се изводи преко контролног уређаја који виси на каблу са греде [2].

На слици 1 приказан је конструкциони тип порталне дизалице са главним мерама које дефинишу намену саме дизалице.



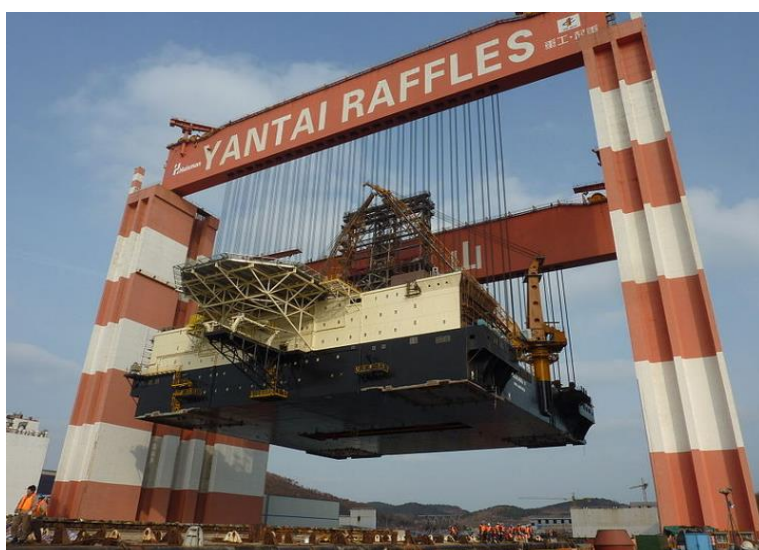
Слика 1.1 Скица порталне дизалице са главним мерама [2]

Главне конструкционе мере порталне дизалице 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 (распони) са стране терена (L_1, L_2) дефинишу ширину, а висина дизања од коте (H) терена дефинише висину манипулативног простора за транспорт терета за порталне дизалице опште намене. У случајима 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. Такође, претовар комадних материјала у лукама се обавља контејнерским дизаицама које због великог дохвата ($L_2 < L$) и велике висине дизања ($H_{max} > L$) представљају посебну врсту транспортних машина. [2]

Носивост порталних дизалица може се кретати и до неколико хиљада тона. Најјача светска портална дизалица, Таисун (Taisun), има носивост од 20 000 t, налази се у бродоградилишту Јентај (Yantai Raffles) у Кини, и приказана је на слици 1.2.



Слика 1.2 Најјача светска портална дизалица (носивост 20 000 t) [6]

Порталне дизалице се могу користити свуда где се транспорт материјала одвија на отвореном простору. У појединим објектима се не може замислити транспорт материјала без порталне дизалице, као на пример у бродоградилиштима и контејнерским терминалима у лукама. Портална дизалица за бродоградилишта која је приказана на слици 1.3.а је екстремно великих димензија, па се често назива и Голијат дизалица. Ове дизалице су носивости до 840 t, имају распон дужине 140 m, док је висина Голијат дизалице 96 m. Повећање броја контејнера и увођење бродова већег капацитета у циљу рационализације транспорта имали су значајан утицај на промене техничко-технолошких паранетара контејнерских дизалица (слика 1.3.б) намењених за рад у контејнерским терминалима великих поморских лука.



а)



б)

Слика 1.3 а) Портална дизалица за бродоградилишта, б) Портална дизалица за контејнерске терминале [6]

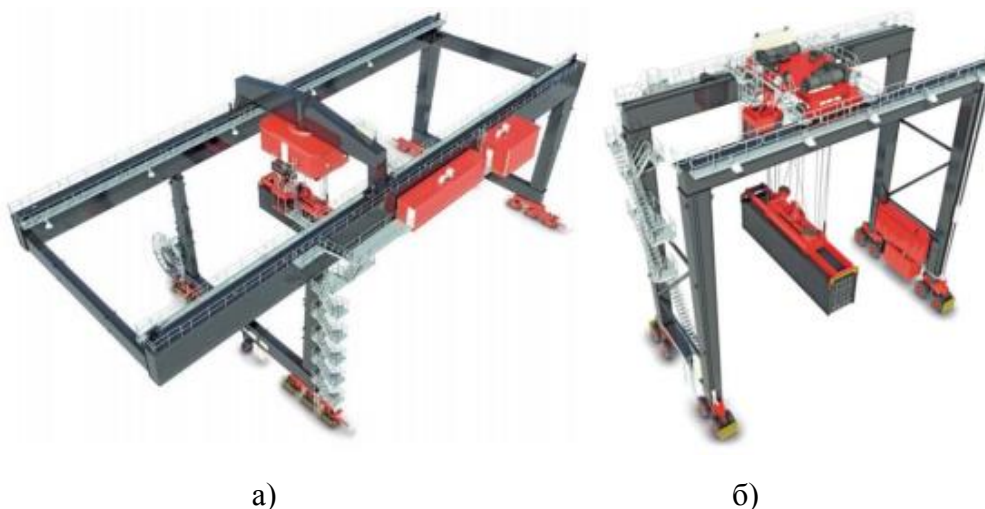
1.2 Примена порталних дизалица

Порталне дизалице се могу класификовати на више начина и у зависности од тога њихова намена је различита. Пошто су порталне дизалице робусне и једноставне конструкције могућа је примена на отвореном, на пример: у бродоградилиштима, контејнерским терминалима у лукама итд.

Порталне дизалице се класификују према начину кретања порталне дизалице на терену на:

- РМГ дизалице
- РТГ мобилне дизалице

РМГ дизалице (слика 1.4.а) представљају класичну варијанту порталне дизалице која подразумева да се цела дизалица креће по шинама и самим тим је предвиђена за транспорт терета на унапред дефинисаном локалитету. Погодне су за коришћење у терминалима великог капацитета. РТГ дизалице (слика 1.4.б) су мобилне дизалице где се кретање врши преко пнеуматика. Погодне су за терминале где је потребно обезбедити већу мобилност у раду, јер омогућавају и попречно кретање у простору складишта заокретањем точкова до $\pm 90^\circ$, [3].



Слика 1.4 Портална дизалица а) РМГ, б) РТГ [7]

Даље, порталне дизалице се могу поделити према типу конструкције на:

- основни тип (П-рам)
- са једним или два препуста

Основни тип порталне дизалице има облик П-рама. Овај тип конструкције је једини облик Голијат дизалица, тј. екстремно великих дизалица за бродоградилишта (слика 1.3.а), као и РТГ порталних дизалица за контејнерске терминале у лукама (слика 1.4.б). Тип конструкције са препустима представља најбоље решење са аспекта одвијања складишног и претоварног простора.

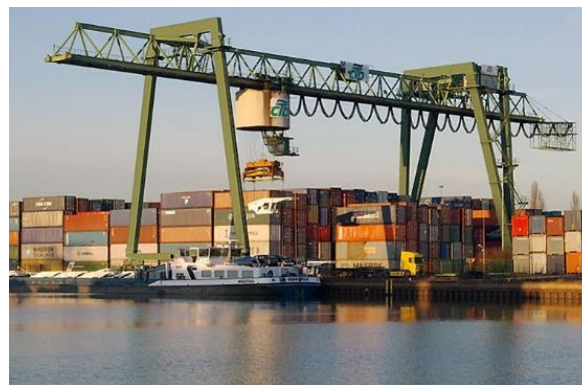
У зависности од начина извођења конструкције порталне дизалице се дела на:

- конструкције са пуним носачима,
- решеткасте,
- комбиноване конструкције.

Комплетна решеткаста конструкција (слика 1.5.а) је најређа варијанта извођења, док је нешто чешћа варијанта комбинована конструкција (слика 1.5.б).



а)



б)

Слика 1.5 Портална дизалица а) решеткасте конструкције, б) комбиноване конструкције [6]

Према броју гредних носача порталне дизалице се деле на једногреде и двогреде. Једногреде порталне дизалице могу бити комбиноване конструкције, слика 1.6.а, док су двогреде порталне дизалице по правилу израђене од пуних носача, слика 1.6.б.



а)



б)

Слика 1.6 Портална дизалица а) једногреда и б) двогреда [9]

Намена порталне дизалице диктира степен аутоматизације рада. Тако, према степену аутоматизације рада порталне дизалице се деле на:

- аутоматизоване
- полуаутоматизоване
- неаутоматизоване

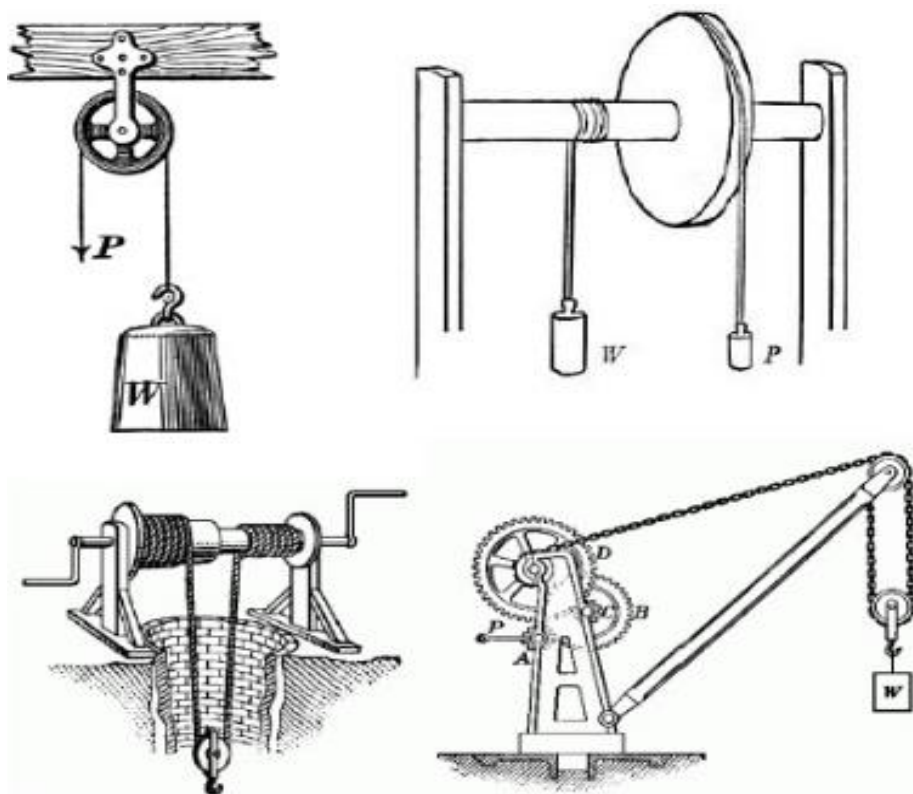
Аутоматизоване и полуаутоматизоване порталне дизалице представљају неопходност за контејнерске терминале великог капацитета, у модерним светским лукама. Контејнери се након истовара са брода складиште у луци у правоугаоним блоковима које опслужује портална дизалица. Позиционирање контејнера у блоку се одвија потпуно аутоматски, при чему се избор локације и управљање врше системом који управља процесима складиштења контејнера. 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 [7].

2. Историјски развој порталне дизалице

Прве дизалице су се употребљавале у домаћинству, на пример за држање лонца за кување и његово премештање са ватре или на њу. Стари Грци су изумели и почели да примењују прве грађевинске дизалице. Египћани су их користили у изградњи пирамида. У средњем веку су почеле да се примењују прве лучке дизалице за утовар и истовар терета са бродова, а касније и за њихову изградњу.

Обрада материјала и градња су се обављали уз помоћ једноставних и примитивних уређаја чија је покретачка снага била у природним изворима енергије: ветар, вода, животињска снага и људска снага. Поред покретачке снаге природе, људи су користили и ужад, полуге и чекрк, али сва ова помагала могла су бити покретна само уз помоћ људске снаге. На слици 2.1 су приказане једноставне дизалице којима је управљао човек.

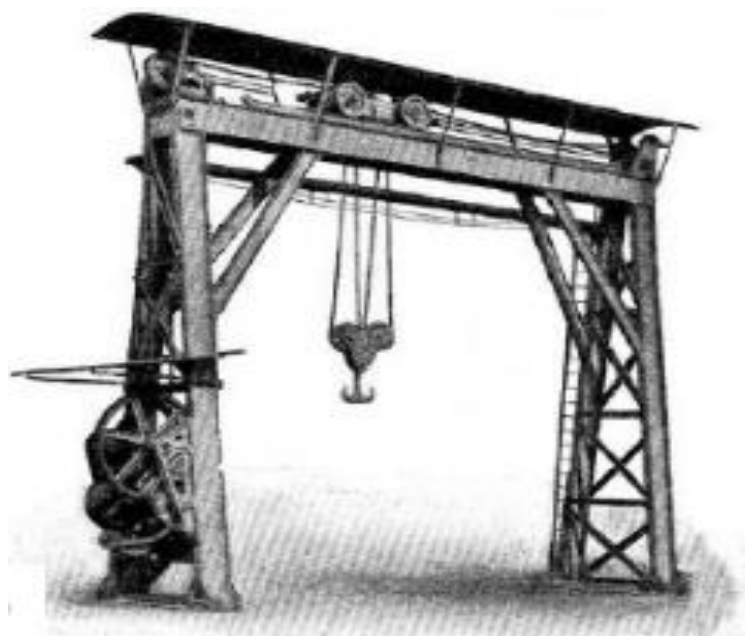
У релативно кратком временском интервалу, човек је од примитивних грађевинских помагала дошао до невероватне техничке развијености која му је олакшала и унапредила обављање многобројних послова. Без машина и опреме ниједно подручје савременог инжењерства, као ни савремен човек, не може функционисати [8].



Слика 2.1 Једноставне дизалице којима је управљао човек [8]

Прва индустријска револуција и проналазак парне машине омогућили су напредак индустрије. Парна машина је могла да ради непрекидно, па су људски рад и механичка помагала могла бити замењени алатима и машинма које су покретали мотори. Прва механичка енергија добијена из парних мотора доводи до конструисања парних дизалица у 18. и 19. веку, а многе од тих дизалица остају у употреби и у 20. веку. Модерне дизалице углавном користе моторе са унутрашњим сагоревањем или електромоторе и хидрауличне системе. Ове дизалице имају много већу способност дизања од примитивних дизалица које је покретао човек. Музејски примерак дизалице са непокретним порталом приказан је на слици 2.2.

Данас постоје дизалице у многобројним облицима, које су прилагођене за различите намене. Понекад величине дизалица варирају у распону од најмањих конзолних дизалица, које се користе у радионицама, до највиших торањских дизалица, које се користе за изградњу високих зграда [8].



Слика 2.2 Музејски примерак порталне дизалице [16]

3. Анализа конструкција и постојећих решења механизма за дизање терета

3.1 Носећа конструкција

Порталне дизалице се састоје од портала, односно рама конструкције на ком се налази механизам за пренос и дизање терета, као и помоћних система и компонената за манипулацију теретом и дизалицом. Основна подела ових дизалица може се извршити на основу покретљивости, односно порталне дизалице које имају могућност кретања – покретне и непокретне дизалице. Једна непокретна дизалица је приказана на слици 3.1.



Слика 3.1 Непокретна портална дизалица [10]

Порталне дизалице могу се класификовати према преносивости и то на дизалице са могућношћу брзог расклапања и преношења и на нерасклопиве дизалице. Преносиве дизалице (слика 3.2) се углавном израђују од алуминијума, док се нерасклопиве дизалице углавном израђују од челичних конструкција. Предност алуминијумских конструкција је то што се лако преносе са једног места на друго и олакшана је манипулација дизалицом, а мана је то што имају мању носивост.



Слика 3.2 Преносива портална радиончка дизалица [10]

Подешавање терета на порталним дизалицама врши се уз помоћ подизања и спуштања главног носача преко носећих стубова, па се висина најчешће осигурава вијцима или чивијама.

Главни носач по ком се врши пренос терета најчешће је I профил, код челичних конструкција, такође постоје и решења са правоугаоним профилима који се чешће користе код алуминијумских конструкција.

Облик конструкције порталне дизалице може се подилити на „А“ извођење (слика 3.3.а) и „Т“ извођење (слика 3.3.б), зависно од начина спајања бочних страница портала.



Слика 3.3 а) А извођење, б) Т извођење бочних страница портала [11]

„А“ тип конструкције порталне дизалице осигурава крутост и стабилност када је дизалица подешена на највећу висину. Код овог извођења, бочне странице портала могу бити спојене завртњевима или заваривањем. Заварена конструкција је чвршћа и поузданија од конструкције која је спојена завртњевима.

„Т“ тип конструкције порталне дизалице може бити ојачан ребрима на бочним страницама портала. Код овог извођења, бочне странице портала су углавном спојене заваривањем.

3.2 Механизми за дизање терета

3.2.1 Ручна ланчана дизалица

За монтажне радове врло често се користе висеће ланчане дизалице. Ручна ланчана дизалица је приказана на слици 3.4. С обзиром на начин њиховог постављања (вешање изнад терета), неопходно је постојање носача одговарајуће носивости изнад терета. Као савитљиви елемент који образује котурачу за ношење терета користи се ланац, углавном од карика, а ређе зглобни. Горњи скоп котураче се качи једном куком за носач, а доњи склоп котураче са другом куком креће се са теретом. Ручни погон се остварује потезањем другог, односно погонског ланца и ланчаника у горњем склопу.

Ручне ланчане дизалице су лаке дизаличне машине погодне за широку примену у индустрији, а нарочито на пословима монтаже. Главне особине ових дизалица су компактност и лака конструкција, што их чини врло једноставним за инсталацију, употребу и одржавање.

Носивост ових дизалица крећу се од $(0,5 \div 20)$ t, а број кракова расте са носивошћу. Обзиром на положај тела руковаоца при дизању терета (веша се терет, делујући сопственом тежином), остварују се знатно веће погонске ручне силе, него код подних дизалица. Ипак, како се са повећањем броја кракова смањује степен искоришћења преноса, за дизалице носивости ≥ 10 t, постављају се два погонска ланца ланчаника, како би се омогућио лакши заједначки рад два руковаоца. [12]

Ручне ланчане дизалице се могу користити заједно са колицима као покретне ланчане дизалице, које тада најчешће имају ручни погон. Такође постоје и извођења погоњена електромотором.



Слика 3.4 Ручна ланчана дизалица [12]

3.2.2 Ручна повлачна дизалица „чекрк“

Као и ручна ланчана дизалица користи се за дизање и спуштање терета као и за позиционирање терета. Приликом коришћења потребно је обратити пажњу да оса куке и оса оптерећеног ланца леже у истом правцу. Спуштање и дизање терета врши се потезањем полуге, за разлику од ручне ланчане дизалице. Ручне полужне дизалице су мањих носивости, до 10 t. Ручна повлачна дизалица је приказана на слици 3.5.

Ручна повлачна дизалица се изводи са ланцем или челичним ужетом као савитљивим елементом. Дизалица са ланцем је слична ручној ланчаној дизалици, али за разлику од ње захтева присуство руковаоца уз горњи склоп катураче, јер се погон остварује полугом, слика 3.5. Ово у одређеним условима отежава, односно онемогућава њену употребу као висеће дизалице због немогућности приступа, али је чини врло погодном за косо или хоризонтално повлачење терета, затезање и слично.

Носивост ручне повлачне дизалице, односно повлачна сила ових дизалица износи $0,5 \div 5$ t. Ове дизалице су врло лагане конструкције, имају могућност ротације ручке за 360° . [14]



Слика 3.5 Ручна повлачна дизалица „чекрк“ [12]

3.2.3 Електрична ланчана дизалица

Електрична ланчана дизалица се напаја по правилу трофазном наизменичном струјом, ретко једносмерном. Изводе се углавном са ланцем од карика. Носивост ових дизалица се креће у опсегу од $(0,25 \div 50)$ t. Кочење се врши кочницама уграђеним у сам електромотор, електромагнетним ламеластим кочницама. Управљање овим дизалицама се врши са нивоа пода преко висеће командне кутије, слика 3.6.



Слика 3.6 Електрична ланчана дизалица [14]

3.2.4 Пнеуматска ланчана дизалица

Пнеуматске ланчане дизалице се срећу доста мање од електричних дизалица, а користе се за исте намене. Носивост ови дизалица је у опсегу од $(0,1 \div 100)$ t, уз притисак радног флуида $(4 \div 6)$ bar. Као погонски мотор се користи крилни или радијално клипни пнеумомотор. Примењују се првенствено у погонима са већ постојећим разводом компримованог ваздуха иза рад у експлозивно угроженој или запаљивој средини.

Све радње кретања се изводе помоћу компримованог ваздуха. Овакве дизалице су потпуно неосетљиве на прашину, влагу и високе температуре (изнад 60°C). Пнеуматска ланчана дизалица приказана је на слици 3.7.



Слика 3.7 Пнеуматска ланчана дизалица [14]

3.2.5 Колица за пренос терета „мачке“

Код радионичких порталних дизалица најчешће се користе колица за пренос терета. Колица могу бити на ручни или на електрични погон. Ручна колица се управљају потезањем самог терета и на тај начин се врши пренос терета по главном носачу. Овакав начин преноса се користи за терете мањих маса и мање опасности од повреде, будући да им је теже осигурати положај, односно закочити. Други начин управљања колицима је потезањем ланца, па се комбинацијом зупчаника на погонске точкове преноси момент којима се затим преноси терет дуж главног носача. Овакви системи имају механизме који блокирају точкове и спречавају нежељено кретање колица услед дејства терета.

На слици 3.8.а су приказана колица за пренос терета без погонског ланчаника, а на слици 3.8.б су приказана колица за пренос терета са погонским ланчаником.



Слика 3.8 Колица за пренос терета а) без погонског ланчаника и б) са погонским ланчаником [14]

Колица за пренос терета могу бити и на електрични погон. На слици 3.9 су приказана електрична колица за пренос терета.



Слика 3.9 Колица за пренос терета са електричним погоном [14]

Електрични модел са универзалном ушком препоручује се за терете преко 1000 kg, за кретање на дужим профилима или за чешћу употребу.

Основне карактеристике ових колица су:

- Мала висина кућишта,
- Точкови су заштићени од спољашњих утицаја,
- Лако подешавање на навојним вретенима,
- Точкови са подешеним нагибом за различите профиле. [14]

4. Прорачун радионичке порталне дизалице

4.1 Прорачун елемената механизма за дизање и пренос терета

За прорачун елемената механизма потребно је конкретно одабрати дизалицу за подизање и спуштање терета дуж главног носача. У обзир треба узети носивост дизалице од 1,2 t, као и распон дизалице од 3,5 m.

На основу дефинисаног оптерећења од 1,2 t одабрана је одговарајућа ручна ланчана дизалица. Компанија TENNO S d.o.o. производи ручну ланчану дизалицу „RX – lift“ чије су основне карактеристике приказане у табели 4.1.

Табела 4.1 Основне карактеристике ручне ланчане дизалице „RX – lift“, према [12]

Капацитет, t	Стандардна висина дизања, m	Испитна сила, kN	Потребна вучна сила, N	Димензије носивог ланца, mm	Број носећих ланаца	Нето тежина, kg
1,5	3	18,4	360	8	1	15,5
Аутоматски и двоструки систем кочења						
Лагано и чврсто кућиште						
Ливена горња и доња кука						
Завршна обрада кућишта: двоструко лакирано						

За ову дизалицу изабран је ланац G80 за ручне дизалице који је приказан на слици 4.1, стандард ланца: EN 818-7 (DIN 5684).



Слика 4.1 Ланац G80 за ручне дизалице [12]

Карактеристике ланца су дате у табели 4.2, према [12]:

Табела 4.2 Карактеристике ланца G80 за ручне дизалице

Пречник d, mm	Унутрашња дужина P, mm	Ширина W1, mm	Ширина W2, mm	Тежина, m/kg	Прекидна сила, kN
8	24	12	19,6	1,43	80,6

Ручна ланчана дизалица „RX – lift“ приказана је на слици 4.2.

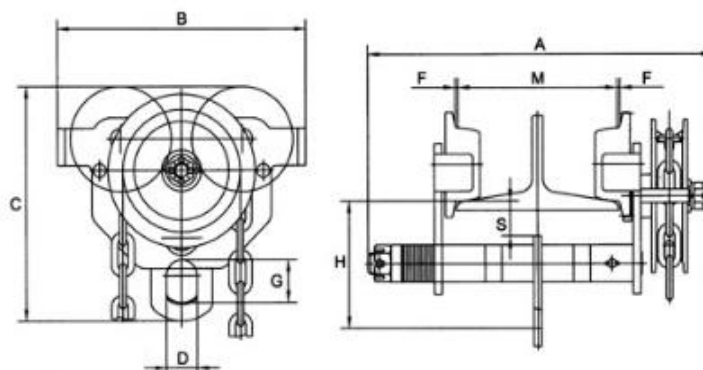


Слика 4.2 Ручна ланчана дизалица „RX – lift“ [12]

За пренос терета изабрана су колица за ланчану ручну дизалицу која се управља ланцем. Колица су изабрана из каталога компаније ТЕННО S d.o.o. и приказана су на слици 4.3. Основне карактеристике усвојених дизаличних колица су приказане у табели 4.3.

Табела 4.3 Основне карактеристике дизаличних колица, према [12]

Носивост, t	Испитна сила, kN	Ширина I профила, mm	Маса колица, kg	A, mm	B, mm	C, mm	D, mm	E, mm	F, mm
2	2,5	76-203	25,5	361,5	302	278	36	27	≈ 3



Слика 4.3 Колица за пренос терета [12]

4.2 Прорачун елемената механизма за кретање дизалице

Стабилност покретних дизалица треба да буде осигурана, како у стању мировања, тако и у радном режиму током транспорта терета. Скоро све порталне дизалице имају неку врсту покретљивости. На мањим дизалицама точкови су готово универзални. Међутим, они драстично смањују носивост вертикалних ногу, односно стубова, не због самих точкова, већ зато што не остварују стабилну платформу за дизалицу. [13]

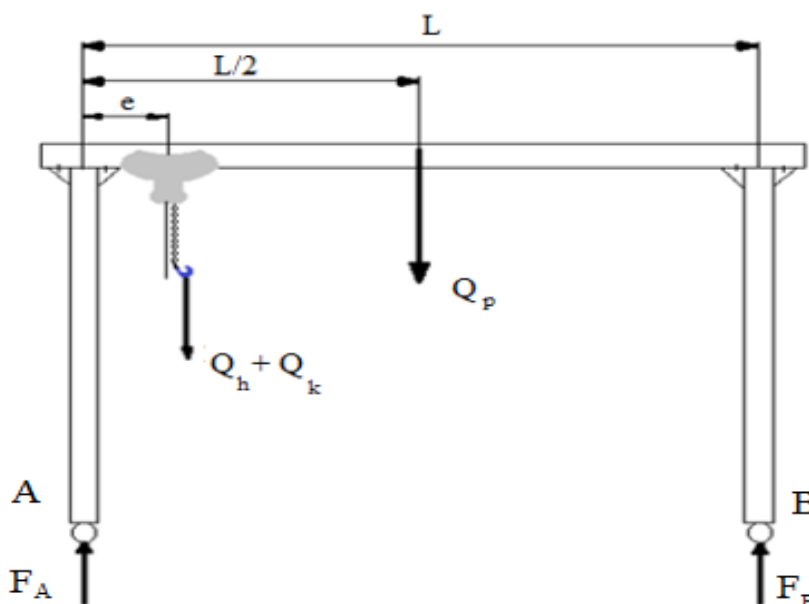
4.2.1 Избор точкова

Димензионисање и избор точкова врши се на основу оптерећења точкова, тј. за прорачун је меродавна еквивалентна сила притиска на точку дизалице која се рачуна према:

$$F_{equ} = \frac{Q_{r,min} + 2Q_{r,max}}{3}, \quad (4.1)$$

где је $Q_{r,max}$ сила на точку за случај највећег терета на дизалици који је у положају када максимално оптерећује точак, а $Q_{r,min}$ сила на точку за случај највећег терета на дизалици у положају када минимално оптерећује точак. Према томе, највећа, односно најмања сила на точку добија се када се колица са теретом налазе у крајњем левом, односно десном положају.

На слици 4.4 приказана је скица оптерећења конструкције и реакције у точковима.



Слика 4.4 Скица оптерећења конструкције и реакција у точковима

Ознаке на слици 4.4 представљају:

L – распон дизалице, $L = 3,5 \text{ m}$,

e – крајњи положај колица, $e = 0,3 \text{ m}$,

Q_p - тежина портала,

Q_h - носивост дизалице,

Q_k - тежина колица.

За избор точкова одабрана је конструкција са већ укупном масом, а то је раздвојива конструкција чија је препоручена укупна маса, према [11]:

$$m_p = 452 \text{ kg.}$$

- Маса ланчане дизалице: $m_{ld} = 15,5 \text{ kg}$,
- Маса колица: $m_k = 25,5 \text{ kg}$.

Носивост дизалице је једнака:

$$Q_h = m_H \cdot g = 1200 \cdot 9,81 = 11772 \text{ N.} \quad (4.2)$$

Сопствена тежина колица износи:

$$Q_k = m_k \cdot g = 25,5 \cdot 9,81 = 250,155 \text{ N,} \quad (4.3)$$

док је тежина портала дизалице:

$$Q_p = m_p \cdot g = 452 \cdot 9,81 = 4434,12 \text{ N.} \quad (4.4)$$

Из једначине равнотеже момената за тачку B , $\sum_{i=1}^n M_B = 0$, према слици 4.4 добија се:

$$\sum_{i=1}^n M_B = F_A \cdot L - (Q_h + Q_k) \cdot (L - e) - Q_p \cdot \frac{L}{2} = 0, \quad (4.5)$$

одакле је:

$$F_A = \frac{1}{L} \left[Q_p \cdot \frac{L}{2} + (Q_h + Q_k) \cdot (L - e) \right], \quad (4.6)$$

$$F_A = \frac{1}{3,5} \left[4,43412 \cdot \frac{3,5}{2} + (11,772 + 0,250155) \cdot (3,5 - 0,3) \right], \quad (4.7)$$

$$F_{\max} = F_A = 13,21 \text{ kN} = 13210 \text{ N,} \quad (4.8)$$

а из једначине равнотеже за тачку A , $\sum_{i=1}^n M_A = 0$, добија се:

$$\sum_{i=1}^n M_A = F_B \cdot L - (Q_h + Q_k) \cdot e - Q_p \cdot \frac{L}{2} = 0, \quad (4.9)$$

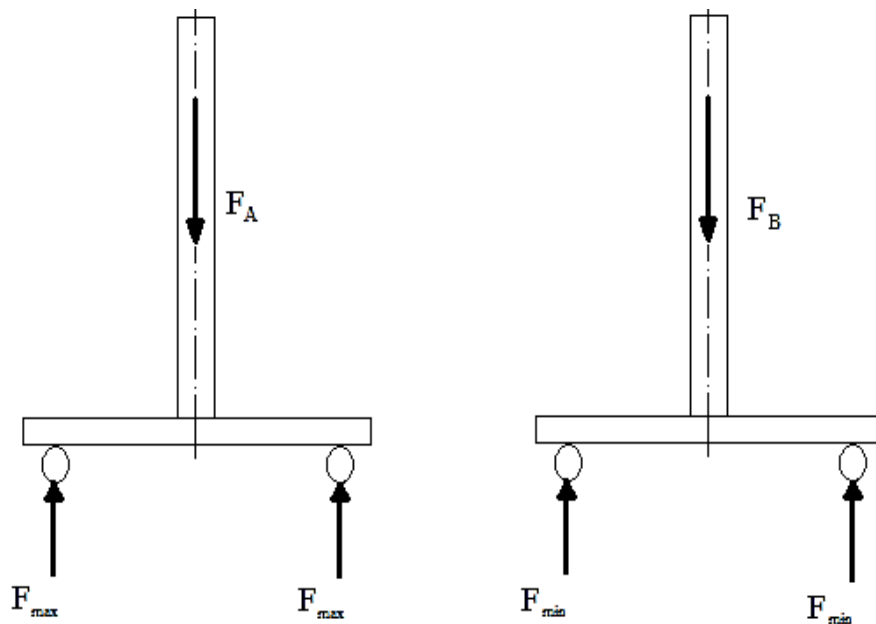
одакле је:

$$F_B = \frac{1}{L} \cdot \left[Q_p \cdot \frac{L}{2} + (Q_h + Q_k) \cdot e \right], \quad (4.10)$$

$$F_B = \frac{1}{3,5} \cdot \left[4,43412 \cdot \frac{3,5}{2} + (11,772 + 0,250155) \cdot 0,3 \right], \quad (4.11)$$

$$F_{\min} = F_B = 3,25 \text{ kN} = 3250 \text{ N}. \quad (4.12)$$

Распоред максималног и минималног оптерећења точкова приказан је на слици 4.5.



Слика 4.5 Максимално, односно минимално оптерећење точкова

Максимална сила која оптерећује један точак дизалице одређује се за случај када се оптерећена колица налазе у свом крајњем положају. Тада је највећа сила која оптерећује један точак дизалице $Q_{r,\max}$:

$$Q_{r,\max} = \frac{F_A}{2} = \frac{Q_p}{4} + \frac{Q_h + Q_k}{2} \cdot \frac{L-e}{L}, \quad (4.13)$$

$$Q_{r,\max} = \frac{4,3412}{4} + \frac{11,772 + 0,250155}{2} \cdot \frac{3,5 - 0,5}{3,5}, \quad (4.14)$$

$$Q_{r,\max} = 6,605 \text{ kN} = 6605 \text{ N}. \quad (4.15)$$

Минимална сила притиска на точку дизалице једнака је:

$$Q_{r,\min} = \frac{F_B}{2}, \quad (4.16)$$

$$Q_{r,\min} = \frac{3,25}{2} = 1,625 \text{ kN} = 1625 \text{ N}. \quad (4.17)$$

Еквивалентна сила притиска на точку дизалице F_{equ} одређује се према изразу:

$$F_{equ} = \frac{Q_{r,\min} + 2Q_{r,\max}}{3}, \quad (4.18)$$

$$F_{equ} = \frac{1,625 + 2 \cdot 6,605}{3} = 4,945 \text{ kN} = 4945 \text{ N}. \quad (4.19)$$

На основу еквивалентне силе притиска на точку дизалице, из каталога произвођача AVEXCOR, изабран је THP5EWC150Z0Z0D0N точак који је приказан на слици 4.6, чије су основне карактеристике дате у табели 4.4



Слика 4.6 Точак THP5EWC150Z0Z0D0N [15]

Табела 4.4 Основне карактеристике точка, према [15]:

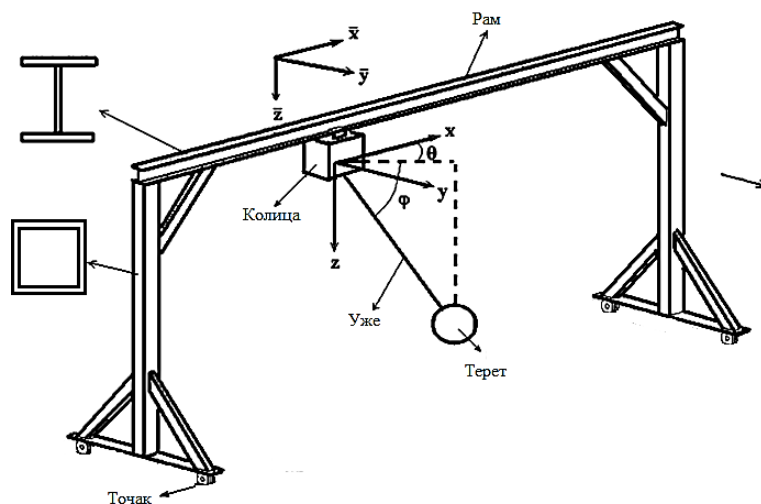
Носивост, [N]	5886
Пречник точка, [mm]	150
Лежај	Дупли куглични
Материјал виљушке	Челик
Газећи слој	Полиамид (бели)
Наплатак	Полиамид (бели)
Ширина точка, [mm]	50
Димензије плочице, [mm]	135 × 110
Димензије рупа, [mm]	105 × 84/76
Укупна висина, [mm]	190
Температура рада, [°C]	−40 ÷ 80°C
Точак је окретан са кочницом	

Материјал газног слоја и центра точка, лежаји и целокупна конструкција точка су прилагођени тешким условима рада и карактерише их велика издржљивост и дуготрајност. С обзиром да је померање било које конструкције велике тежине тешко, ови точкови имају уграђене дупле кугличне лежајеве по једној осовини што олакшава кретање смањењем трења и повећањем дуготрајности.

Носећа виљушка точка је направљена од пресованог челика који је накнадно поцинкован ради заштите, обзиром да се ови точкови често користе у захтевним срединама где уља, мазива и киселине оштећују материјале. Имајући то у виду, газећи слој ових точкова је углавном направљен од полиуретана или полиамида (најлон). Полиуретански точкови имају веома добру носивост, веома су отпорни на хабање, цепање и опште штетне утицаје. Полиуретански точкови и одржавају и свој облик и могу ефикасно да раде на високим и ниским температурама. Полиуретан као газећи слој не оставља траг и неће оштетити подлогу. [15]

4.3 Прорачун носеће конструкције

Конструкција радионичке порталне дизалице је „Т“ типа и састоји се од портала, односно рама који је стандардног I профила и бочних стубова који су кутијастог попречног пресека $100 \times 100 \text{ mm}$, са дебелином зида $\delta = 6 \text{ mm}$. На слици 4.7 приказана је тродимензионална скица покретне порталне дизалице.



Слика 4.7 Тродимензионална скица покретне порталне дизалице [16]

4.3.1 Прорачун и димензионисање главног носача

За прорачун и димензионисање главног носача одабран је стандардни IPN 200 профил (димензије: DIN 1025-1: 1963, толеранције: EN 10024: 1995) чије су карактеристике приказане у табели 4.5, према [17].

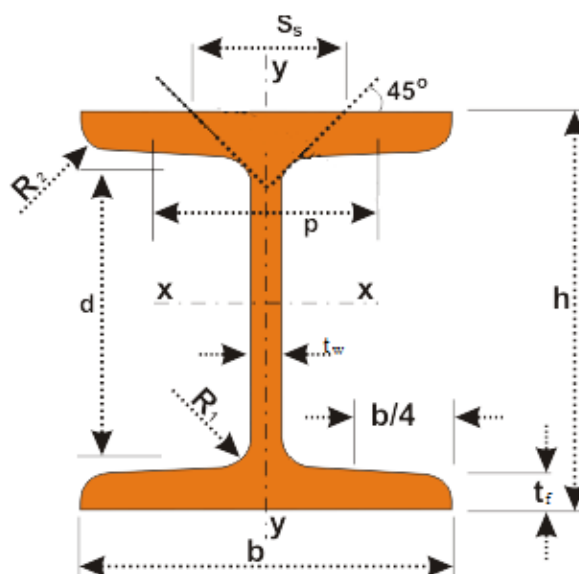
Табела 4.5 Европски стандардни I профил

Ознака	Димензије						Димензије детаља					Пресек	
	Тежина	h	b	t_w	t_f	r_1	A	d	P_{min}	$\emptyset$	P_{max}	A_L	A_G
	G kg / m	mm	mm	mm	mm	mm	mm^2	mm	mm		mm	m^2 / m	m^2 / m
							$\times 10^2$						
IPN 200	26,2	200	90	7,5	11,3	7,5	33,4	159,1	-	-	-	0,709	27,04

Табела 4.5 Наставак

Ознака Тежина	Статичке карактеристике											
	оса y-y					оса z-z						
G kg / m	I_y mm^4	$W_{el.y}$ mm^3	$W_{pl.y}$ mm^3	i_y mm	A_{VZ} mm^2	I_z mm^4	$W_{el.z}$ mm^3	$W_{pl.z}$ mm^3	i_z mm	S_s mm	I_t mm^4	I_w mm^6
	$\times 10^4$	$\times 10^3$	$\times 10^3$	$\times 10$	$\times 10^2$	$\times 10^4$	$\times 10^3$	$\times 10^3$	$\times 10$		$\times 10^4$	$\times 10^9$
IPN 200 26,2	2140	214	250	8,00	16,03	117	26,0	43,5	1,87	42,0	13,5	10,5

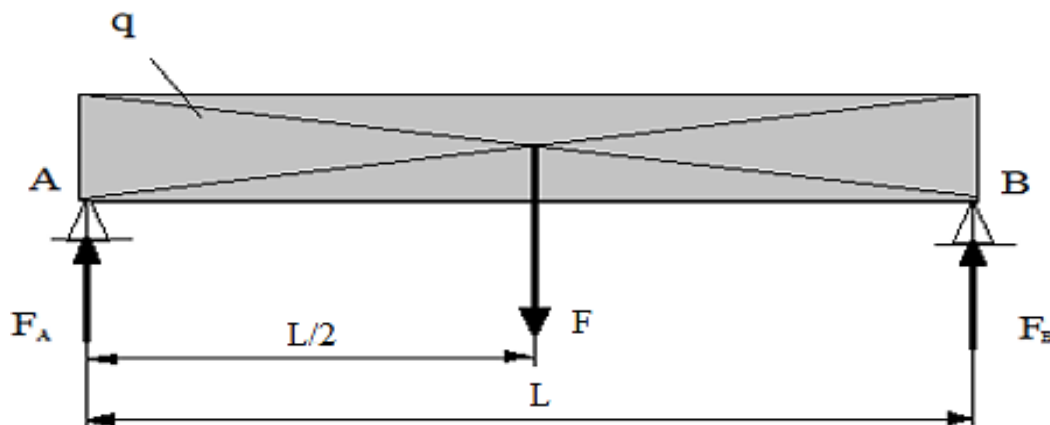
На слици 4.8 приказан је попречни пресек IPN профила.



Слика 4.8 Попречни пресек IPN профила [17]

4.3.1.1 Прорачун на савијање

Шематски приказ оптерећења главног носача приказан је на слици 4.9.



Слика 4.9 Шематски приказ оптерећења главног носача

Улазни параметри за прорачун на савијање главног носача су:

- Носовост дизалице: $Q_h = 11772 \text{ N}$,
- Маса ланчане дизалице: $m_{ld} = 15,5 \text{ kg}$,
- Маса колица: $m_k = 25,5 \text{ kg}$,
- Тежина профила IPN 200: $G = 26,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$,
- Растојање између ослонаца: $L = 3,5 \text{ m}$.

Маса главног носача профила IPN 200 представља континуално оптерећење q које износи:

$$q = G \cdot g = 26,2 \cdot 9,81 = 257,022 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 0,257022 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (4.20)$$

Ланчана дизалица, колица и терет у шематском приказу оптерећења главног носача приказани су заједно силом F која износи:

$$F = (m_k + m_{ld} + Q_h) \cdot g = (25,5 + 15,5 + 11772) \cdot 9,81 = 15519,42 \text{ N}. \quad (4.21)$$

Силе у левом и десном ослоњу су једнаке и износе:

$$F + q \cdot L = F_A + F_B, \quad (4.22)$$

$$F_A = F_B = \frac{F+q \cdot L}{2} = \frac{15519,42+257,022 \cdot 3,5}{2} = 8209,51 \text{ N}. \quad (4.23)$$

Максимални момент савијања на средини носача износи:

$$M_{x_{\max}} = F_A \cdot \frac{L}{2} - q \cdot \frac{L^2}{2} = 8209,51 \cdot \frac{3,5}{2} - 257,022 \cdot \frac{3,5^2}{2} = 12792,38 \text{ Nmm} \quad (4.24)$$

Највеће напрезање на главном носачу износи:

$$\sigma_I = \frac{M_{x_{\max}}}{W_x} = \frac{12792380}{214000} = 59,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.25)$$

Највећи напон на носачу не сме бити већи од допуштеног напона за материјал S235 JR.

Допуштени напон за материјал S235 JR приказан је у табели 4.6.

Табела 4.6 Допуштени напони за челик S235 JR [18]

Врста напона	I случај оптерећења	II случај оптерећења	III случај оптерећења
Нормални σ_{dop}, MPa	160	180	200
Тангенцијални τ_{dop}, MPa	90	100	115

Случајеви оптерећења, према [18], су:

I случај оптерећења - основно оптерећење (сопствена тежина, стално оптерећење, снег, корисно оптерећење, саобраћајно оптерећење,...)

II случај оптерећења - основно + допунско оптерећење (допунска оптерећења су: ветар, температура, силе кочења, бочни удари,...)

III случај оптерећења - основно + допунско + изузетно оптерећење (изузетна оптерећења су: удар возила, сеизмички утицај, пожар,...)

Допуштени напон за челик S235 JR за I случај оптерећења износи:

$$\sigma_{dop} = 160 \text{ MPa}, \quad (4.26)$$

што значи да носач задовољава услов чврстоће.

Однос допуштеног и стварног напона представља степен сигурности који износи:

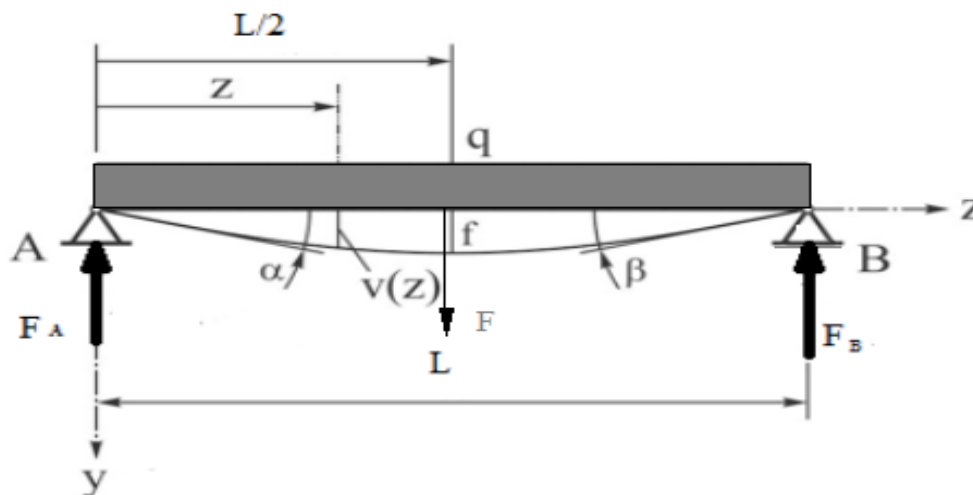
$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_I} = \frac{160}{59,77} = 2,68. \quad (4.27)$$

Степен сигурности задовољава.

4.3.1.2 Прорачун крутости главног носача

За прорачун крутости главног носача потребно је израчунати колико ће износити његов угиб у најкритичнијим условима. Максимални угиб носача се такође рачуна за случај када је терет на средини главног носача, у тренутку максималног оптерећења.

На слици 4.10 шематски је приказан угиб носача.



Слика 4.10 Шема угиба носача

Реакције у ослоцима су:

$$A = B = \frac{L}{2} \cdot q + \frac{L}{2} \cdot F, \quad (4.28)$$

$$A = B = \frac{3,5}{2} \cdot 257,022 + \frac{3,5}{2} \cdot 15519,42 = 27608,76 \text{ N}. \quad (4.29)$$

Ланчана дизалица, колица и терет у шематском приказу оптерећења главног носача приказани су заједно силом F , према једначини 4.21, која износи:

$$F = 15519,42 \text{ N}. \quad (4.30)$$

За извођење угиба је узето у обзир само континуално оптерећење q које потиче од сопствене масе портала.

Код чистог савијања, као мера деформисања греде, појављује се кривина неутралног слоја, односно кривина кружно-лучне еластичне линије, која спаја тежишта попречних пресека.

$$K = \frac{M_x}{EI_x}. \quad (4.31)$$

Кривину еластичне линије код попречно савијених греда можемо изразити у облику:

$$K(z) = \frac{M_x(z)}{EI_x(z)}. \quad (4.32)$$

Пресечни момент савијања је:

$$M_x(z) = \frac{qL}{2} \cdot z - \frac{qz^2}{2}. \quad (4.33)$$

Даљим сређивањем једначине (4.33) добија се:

$$M_x(z) = \frac{q}{2} \cdot (L \cdot z - z^2). \quad (4.34)$$

Други извод функције угиба по z :

$$v''(z) = \frac{M_x(z)}{E \cdot I_x(z)}. \quad (4.35)$$

Пошто су пресечни момент савијања и други извод функције угиба по z супротног знака, следи:

$$v''(z) = -\frac{M_x(z)}{E \cdot I_x(z)}. \quad (4.36)$$

Диференцијална једначина еластичне линије је:

$$EI_x(z) v''(z) = -M_x(z). \quad (4.37)$$

Зменом $M_x(z)$ у једначину (4.36) добија се:

$$EI_x v''(z) = -\frac{q}{2} \cdot (L \cdot z - z^2). \quad (4.38)$$

Интеграљењем једначине (4.38) добија се интеграциона константа C_1 .

$$EI_x v'(z) = -\frac{q}{2} \cdot \left(L \frac{z^2}{2} - \frac{z^3}{3} \right) + C_1. \quad (4.39)$$

Даљим интеграљењем једначине (4.39) добија се интеграциона константа C_2 .

$$EI_x v(z) = -\frac{q}{2} \cdot \left(L \frac{z^3}{6} - \frac{z^4}{12} \right) + C_1 z + C_2. \quad (4.40)$$

Интеграционе константе C_1 и C_2 одређују се из граничних услова.

Гранични услови за шему приказану на слици 4.9 су:

$$v(z)|_{z=0} = 0, \quad (4.41)$$

$$v(z)|_{z=L} = 0. \quad (4.42)$$

Заменом граничног услова $v(z)|_{z=0} = 0$ у једначину (4.40) добија се вредност константе C_2 :

$$EI_x v(z) = -\frac{q}{2} \cdot \left(L \frac{0^3}{6} - \frac{0^4}{12} \right) + C_1 \cdot 0 + C_2 = 0 \rightarrow C_2 = 0. \quad (4.43)$$

Даљом заменом граничног услова $v(z)|_{z=L} = 0$ и константе C_2 у једначину (4.40) добија се вредност константе C_1 :

$$EI_x v(z) = -\frac{q}{2} \cdot \left(L \frac{L^3}{6} - \frac{L^4}{12} \right) + C_1 \cdot L + 0 = 0 \rightarrow C_1 = \frac{qL^3}{24}. \quad (4.44)$$

Заменом интеграционих константи C_1 и C_2 у једначину (4.40) добија се:

$$v(z) = \frac{qL^4}{24 EI_x} \left[\left(\frac{z}{L} \right) - 2 \left(\frac{z}{L} \right)^3 + \left(\frac{z}{L} \right)^4 \right]. \quad (4.45)$$

Пошто се највећи угиб јавља на средини носача, гранични услов ће у том случају бити:

$$v(z)|_{z=\frac{1}{2}} = 0. \quad (4.46)$$

Заменом граничног услова $v(z)|_{z=\frac{1}{2}} = 0$ у једначину (4.45) добија се угиб f од утицаја континуалног оптерећења q :

$$f = v(z)|_{z=\frac{1}{2}} = \frac{5qL^4}{384 EI_x}. \quad (4.47)$$

Потребно је проверити и максимални угиб носача који се рачуна за случај када је терет на средини главног носача.

$$f = v(z)|_{z=\frac{1}{2}} = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot EI_x} + \frac{5qL^4}{384 EI_x}, \quad (4.48)$$

$$f = v(z)|_{z=\frac{1}{2}} = \frac{15519,42 \cdot 3500^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2140 \cdot 10^4} + \frac{5 \cdot 0,257022 \cdot 3500^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2140 \cdot 10^4}, \quad (4.49)$$

$$f = v(z)|_{z=\frac{1}{2}} = 3,2 \text{ mm}. \quad (4.50)$$

Да би услов крутости био задовољен, добијени угиб мора бити мањи од вредности допуштеног угиба.

Допуштена вредност угиба према [20] износи:

$$\frac{v_{dop}}{L} = \frac{L}{600} \rightarrow v_{dop} = \frac{3500}{600} = 5,83 \text{ mm}. \quad (4.51)$$

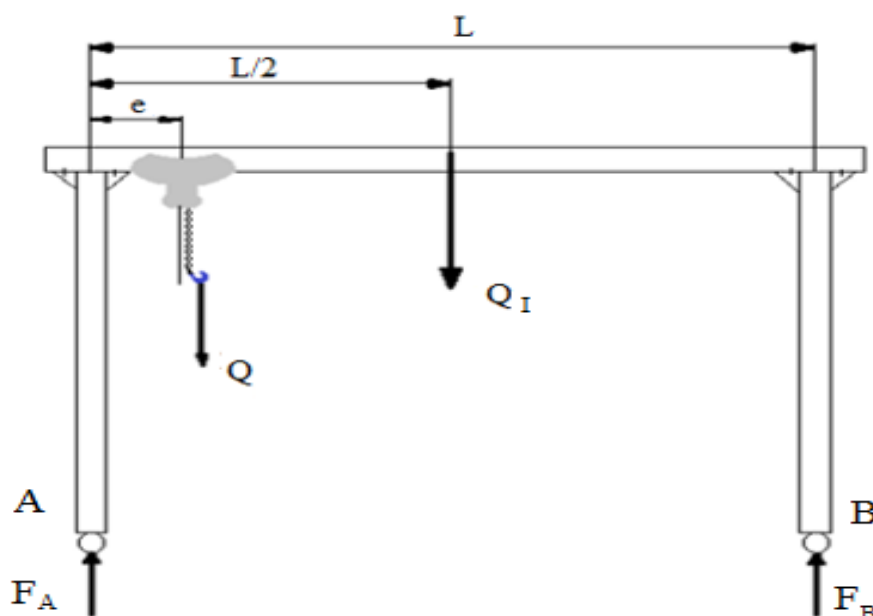
$$v \leq v_{dop} \rightarrow 3,2 \text{ mm} \leq 5,83 \text{ mm}. \quad (4.52)$$

Услов крутости главног носача је задовољен.

4.3.1.3 Прорачун бочних стубова на извијање

Потребно је израчунати допуштено и стварно оптерећење на бочне стубове портала и затим упоредити добијене величине. На тај начин ће се проверити крутост стубова, тј. да ли постоји могућност недозвољеног извијања.

Највеће напрезање стубова се, као и код оптерећења точкова, дешава у тренутку док су колица са теретом максималне допуштене масе у крајњем левом или десном положају на главном носачу, као што је приказано на слици 4.11.



Слика 4.11 Шематски приказ оптерећења које проузрокује извијање

Параметри за прорачун на извијање су:

$$- \text{Тежина главног носача: } Q_I = G \cdot g = 26,2 \cdot 3,5 \cdot 9,81 = 899,58 \text{ N}, \quad (4.53)$$

$$- \text{Тежина терета: } Q = 15519,42 \text{ N}. \quad (4.54)$$

Силе које делују на леви и десни стуб, са теретом у крајњем левом положају, рачунају се решавањем једначина равнотеже:

$$\sum F = 0, \quad F_A + F_B - Q - Q_I = 0, \quad (4.55)$$

$$\sum M_B = 0, \quad F_A \cdot 3500 - Q_I \cdot 1750 - Q \cdot 300 = 0. \quad (4.56)$$

Решавањем система једначина добијају се решења сила које делују на леви и десни стуб:

$$F_A = 14638,89 \text{ N}, \quad (4.57)$$

$$F_B = 1780,1 \text{ N}. \quad (4.58)$$

Будући да је сила која делује на леви стуб већа од силе на десни стуб, та сила представља максимално оптерећење стубова портала. Потребно је проверити напонско стање на стубовима при добијеном оптерећењу и упоредити га са допуштеним напоном у случају да не долази до извијања.

Напон се рачуна на следећи начин:

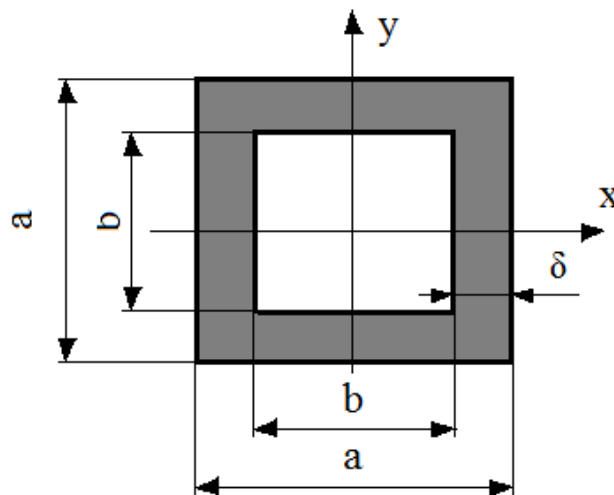
$$\sigma_s = \frac{F_A}{A_s} \cdot \omega, \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right], \quad (4.59)$$

где је:

A_s - површина попречног пресека стуба,

ω - коефицијент извијања.

Попречни пресек стуба је кутијаст и приказан је на слици 4.12.



Слика 4.12 Кутијаста попречни пресек

Површина попречног пресека стуба износи:

$$A_s = a^2 - b^2 = 100^2 - 88^2 = 2256 \text{ mm}^2, \quad (4.60)$$

док коефицијент извијања зависи од виткости λ и материјала носача.

Виткост је бездимензионална величина која представља однос дужине стуба и минималног полупречника инерције:

$$\lambda = \frac{H_s}{i_s}. \quad (4.61)$$

Будући да је облик попречног пресека стуба константан, исти је случај и са полупречником инерције.

Полупречник инерције се рачуна према формули:

$$i_s = \sqrt{\frac{I_{x,s}}{A_s}}. \quad (4.62)$$

Аксијални момент инерције за стуб износи:

$$I_{x,s} = \frac{a^4 - b^4}{12} = \frac{100^4 - 88^4}{12} = 3335872 \text{ mm}^4. \quad (4.63)$$

Полупречник инерције тада износи:

$$i_s = \sqrt{\frac{3335872}{2256}} = 38,45 \text{ mm}. \quad (4.64)$$

Сада се може израчунати виткост и она износи:

$$\lambda = \frac{L}{i_s} = \frac{3500}{38,45} = 91,03. \quad (4.65)$$

На основу добијене вредности виткости одређује се коефицијент извијања чија се вредност налази у табели 4.7, према [19] и износи:

$$\lambda = 91,03 \approx 100 \rightarrow \omega = 2,36. \quad (4.66)$$

Табела 4.7 Вредности коефицијента извијања ω

Виткост λ	Челик S235JR	Дрво	Ливено гвожђе
0	1,00	1,00	1,00
20	1,02	1,20	1,05
40	1,10	1,47	1,22
60	1,26	1,87	1,67
80	1,59	2,49	3,50
100	2,36	3,60	5,45

Сада је могуће одредити напон у стубу при максималном оптерећењу које износи:

$$\sigma_s = \frac{F_A}{A_s} \cdot \omega = \frac{14638,89}{2256} \cdot 2,36 = 15,31 \frac{N}{mm^2}. \quad (4.67)$$

Потребно је одредити још допуштени напон на извијање како би се проверио однос стварног и допуштеног напона.

Пошто је виткост материјала $\lambda < 105$, напон на извијање се рачуна према Тетмајеровој једначини, за челик S235JR, према [19] и износи:

$$\sigma_i = 335 - 0,62\lambda, \quad (4.68)$$

$$\sigma_i = 335 - 0,62 \cdot 100 = 273 \frac{N}{mm^2}. \quad (4.69)$$

Степен сигурности на извијање износи:

$$S_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_s}, \quad (4.70)$$

$$S_i = \frac{273}{15,31} = 17,83. \quad (4.71)$$

Степен сигурности на извијање задовољава.

5. Закључак

У раду су приказана улога и област примене порталних дизалица. Дизалице су постале незаменљиве у манипулацији теретом свих врста. Све се своди на то да се механизацијом обављају послови које је некада човек обављао помоћу сопствене снаге. Данас, једна дизалица може обављати један посао, што је некада радило више стотина људи, захваљујући механизацији. Постоје правила и мере опреза којих се треба придржавати приликом руковања са дизалицама, такође се морају и пажљиво пратити сва техничка упутства везана за дизалицу да не би дошло до повреде на раду.

Извршен је и прорачун радионичке порталне дизалице на основу дефинисане носивости и висине дизања терета. Као механизам за дизање терета на основу полазних података изабрана је ручна ланчана дизалица „RX – lift“ из компаније TEHNO S d.o.o. Ручна ланчана дизалица користи ланац G80 за ручну дизалицу, чији пречник ланца износи $d = 8 \text{ mm}$. За пренос терета изабрана су колица за ланчану ручну дизалицу која се управља ланцем. Колица су изабрана из каталога компаније TEHNO S d.o.o.

За кретање дизалице изабрани су четири точка из каталога произвођача AVEXCOR, на основу еквивалентне силе притиска на точку дизалице. Пречник точка је $D = 150 \text{ mm}$, са уграђеном кочницом и блокадом од окретања.

Конструкција дизалице је „Т“ типа. За главни носач портала одабран је I профил (IPN 200), стубови су кутијастог профила $100 \times 100 \text{ mm}$, са дебелином зида $\delta = 6 \text{ mm}$. Конструкција је прорачуната на савијање, извијање, као и крутост конструкције и сви прорачуни задовољавају.

Побољшања дизалице су могућа у виду коришћења лакших материјала, као што је алуминијум. Такође конструкцију је могуће побољшати коришћењем механизма за дизање и пренос терета на електрични погон, чиме би се олакшало управљање дизалицом при транспорту терета.

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] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.
- [5] ClarkeCrane; <http://ba.clarkecranes.com/shipyard-lifting/ship-building-gantry-crane/shipyard-gantry-crane-kit.html>, приступљено 21.7.2019.
- [6] NauticExpo; <http://www.nauticexpo.ru/prod/konecranes/product-30447-483797.html>, приступљено 21.7.2019.
- [7] AllmanCrane; <http://hr.allmancrane.com/crane/gantry-crane/mobile-gantry-crane.html>, приступљено 21.7.2019.
- [8] ConstructionSales; <https://www.constructionales.com.au/items/cranes-lifting-category/>, приступљено 30.7.2019.
- [9] Jungheinrich-ProfiShop; <https://www.jh-profishop.de/Alu-Portalkran-24570-123320/>, приступљено 30.7.2019.
- [10] Rosinski; <https://www.rosinskishop.de/Typen.php?TypNr=309&Alu-Portalkran-Doppeltraeger%20klein>, приступљено 30.7.2019.
- [11] ClarkeCrane; <http://de.clarkecranes.com/industrial-crane/bs-gantry-crane/>, приступљено 30.7.2019.
- [12] TehnoS; <http://www.tehnos.co.rs/celicna-uzad/Proizvod/dizalica-lancana-rucna/>, приступљено 30.7.2019.
- [13] MechanicalElements; <https://mechanicalelements.com/gantry-crane-failure-modes/>, приступљено 30.7.2019.
- [14] Yale; <https://hoistingconsulting.com/yale/yale---dizalicna-oprema.php>, приступљено 30.7.2019.
- [15] Avexor; <https://www.avexcor.com/shop/okretni-tockovi-sa-kocnicom/tocak-o150-mm-okretni-sa-kocnicom-ploca-poliamid-beo-poliamid-beo-kuglicni-lezaj-nosivost-600-kg/>, приступљено 31.7.2019.
- [16] ResearchGate; https://www.researchgate.net/figure/Basic-A-frame-gantry-crane-13_fig1_289822971, приступљено 31.7.2019.
- [17] B2BMetal; <http://www.b2bmetal.eu/ipn-inp-beams-european-standard-universal-steel-i-beams-ipn-section--flange-slope-14--properties-dimensions-specifications-din-1025-1-1995>, приступљено 23.8.2019.

- [18] Јовичић, С., Марјановић, Н., "Основи конструисања", Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2011.
- [19] Висока школа струковних студија; <http://www.vpts.edu.rs/nastavni-materijali/djordjedjuricic/Otprornost%20Materijala/Vezba8/8%20IZVIJANJE%20STAPA.pdf>, приступљено 26.8.2019.
- [20] Грађевински факултет, Београд;
https://www.grf.bg.ac.rs/p/learning/p8_2017_2018_1513422798323.pdf, приступљено 03.9.2019.