

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: 717/2014

Милан П. Васић

Колица мосне дизалице завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

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

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене мосних дизалица при транспорту терета.
- Изврши избор и прорачун елемената механизма за дизање терета и елемената механизма за кретање колица и прикаже њихове главне карактеристике.
- Дефинише геометрију рама дизаличних колица односно изврши прорачун носеће конструкције (рама) дизаличних колица.
- За изабрано решење прикаже принцип прорачуна и за дефинисану носивост и висину дизања терета уради конкретан рачунски пример.
- Применом одговарајућег CAD софтверског пакета изврши моделирање колица мосне дизалице.

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, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.
- [4] С. Дедијер, Основи транспортних уређаја, Београд, 1989.

Крагујевац, 05. 03. 2015.

Ментор:
Др Ненад Милорадовић, доцент

РЕЗИМЕ

У оквиру овог рада, на основу пројектних захтева, извршен је избор и прорачун елемената механизма за дизање терета, механизма за кретање колица и носеће конструкције дизаличних колица.

За изабрано решење израђени су 3Д модели и потребна техничка документација у софтверском пакету SOLIDWORKS 2013 који представља водећи светски CAD/CAM/CAE софтверски пакет.

Кључне речи: Мосна дизалица, колица мосне дизалице, прорачун елемената мосне дизалице, SOLIDWORKS 2013.

SUMMARY

In this paper, based on the project requirements, were selected and detailing of the mechanism for lifting loads, a mechanism for moving carts and carrying construction crane trolley.

The chosen solution made 3D models and necessary documentation software package SOLIDWORKS 2013 which represents the world's leading CAD / CAM / CAE software package.

Keywords: Bridge crane, trolley bridge crane, detailing of the bridge crane, SOLIDWORKS 2013.

САДРЖАЈ

УВОД.....	3
1. УЛОГА И ЗНАЧАЈ МОСНИХ ДИЗАЛИЦА.....	4
2. АНАЛИЗА МОГУЋИХ РЕШЕЊА КОНСТРУКЦИЈЕ КОЛИЦА, ПОГОНА И ДИЗАЊА.....	6
2.1 Механизам за подзање терета.....	6
2.1.1 Електромотори.....	7
2.1.2 Спојнице.....	7
2.1.3 Кочнице.....	8
2.1.4 Редуктори.....	8
2.1.5 Добоши.....	9
2.1.6 Уже.....	10
2.1.7 Котураче.....	10
2.1.8 Куке.....	11
2.2 Механизам за кретање колица.....	11
2.2.1 Точкови.....	11
3. МЕХАНИЗАМ ЗА ДИЗАЊЕ.....	12
3.1 Полазни подаци.....	12
3.2 Концепција механизма за дизање.....	12
3.3 Доња котурача.....	13
3.4 Избор куке.....	13
3.5 Избор траверзе.....	14
3.6 Уже.....	15
3.7 Изравнавајући котур.....	16
3.8 Добош.....	16
3.8.1 Омотач добоша.....	17
3.8.2 Провера напона.....	17
3.8.3 Осовина добоша.....	18
3.8.4 Лежиште добоша.....	19
3.8.5 Веза ужета за добош.....	19
3.9 Избор електромотора.....	20
3.10 Избор еластичне спојнице.....	22
3.11 Избор кочнице.....	23
3.11.1 Прорачун силе кочења и избор ELHY подизача.....	24
3.11.2 Провера кочнице Ø 400 – EB 50/50 C32	24
3.11.3 Провера кочионе облоге.....	24
3.12 Избор хоризонталног редуктора.....	25
3.13 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета.....	26
3.14 Спецификација маса компоненти механизма за дизање терета.....	26
4. ПРОРАЧУН И ИЗБОР ЕЛЕМЕНАТА ЗА КРЕТАЊЕ КОЛИЦА.....	27

4.1 Концепција погона за кретање колица.....	27
4.2 Прорачун и избор точка.....	27
4.3 Избор електромотора.....	30
4.4 Избор еластичне спојнице.....	31
4.5 Избор кочнице.....	32
4.5.1 Прорачун силе кочења и избор ELHY подизача.....	32
4.5.2 Провера кочнице Ø 160 – EB 20/50 C12	33
4.5.3 Провера кочионе облоге.....	33
4.6 Избор вертикалног редуктора.....	33
4.7 Избор зупчасте спојнице.....	34
4.8 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета.....	35
4.9 Провера погона на проклизавање.....	35
5. ПРОРАЧУН И ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ РАМА ДИЗАЛИЧНИХ КОЛИЦА.....	36
5.1 Оптерећење попречних и уздужних носача.....	36
5.2 Геометрија и статичке величине.....	40
5.3 Докази напона.....	42
6. 3D МОДЕЛ КОЛИЦА МОСНЕ ДИЗАЛИЦЕ.....	47
6.1 Програмски пакет SolidWorks 2013.....	47
6.2 Приказ коначног решења.....	47
ЗАКЉУЧАК.....	54
ЛИТЕРАТУРА.....	55
ПРИЛОГ.....	56

УВОД

Још од давнина човек је покушао себи да олакша дизање терета конструкцијом разних направа које су претходиле данашњим дизалицама. Проблем је решаван примитивним направама и уређајима, које су се временом усавршавале због нараслих потреба у грађевинарству, рударству, пољопривреди и транспорту у лукама.

Велики напредак у развоју дизаличних машина догодио се током индустријске револуције. Након конструисања прве стационарне дизалице на парни погон, порталне дизалице и обртне дизалице са континуалним прстеном, у САД-у 1881. године, у компанији Морган Енџиниринг направљена је прва електрична мосна дизалица која је 1884. године постављена на железничкој прузи Чејена где и даље ради.

Данас, мосне дизалице представљају најмногобројније и најразноврсније индустријске дизалице. Носећа конструкција ових дизалица састоји се од главних и чеоних носача. По главним носачима, односно по пешачким стазама, транслаторно се крећу колица, а на чеоним носачима је монтиран механизам за кретање моста по шинским стазама, које су положене на носачима хале.

При истовременом кретању моста и колица, практично се опслужује читав површина хале, искључујући уску површину дуж зидова хале до које се не може прићи механизмом за захватање терета.

Мосне дизалице у зависности од намене и начина извођења радова могу радити са различитим уређајима за захватање терета: куком, електромагнетом за подизање терета који има магнетна својства, грабилицом, као и специјалном захватним уређајима (кофе, и сл.).



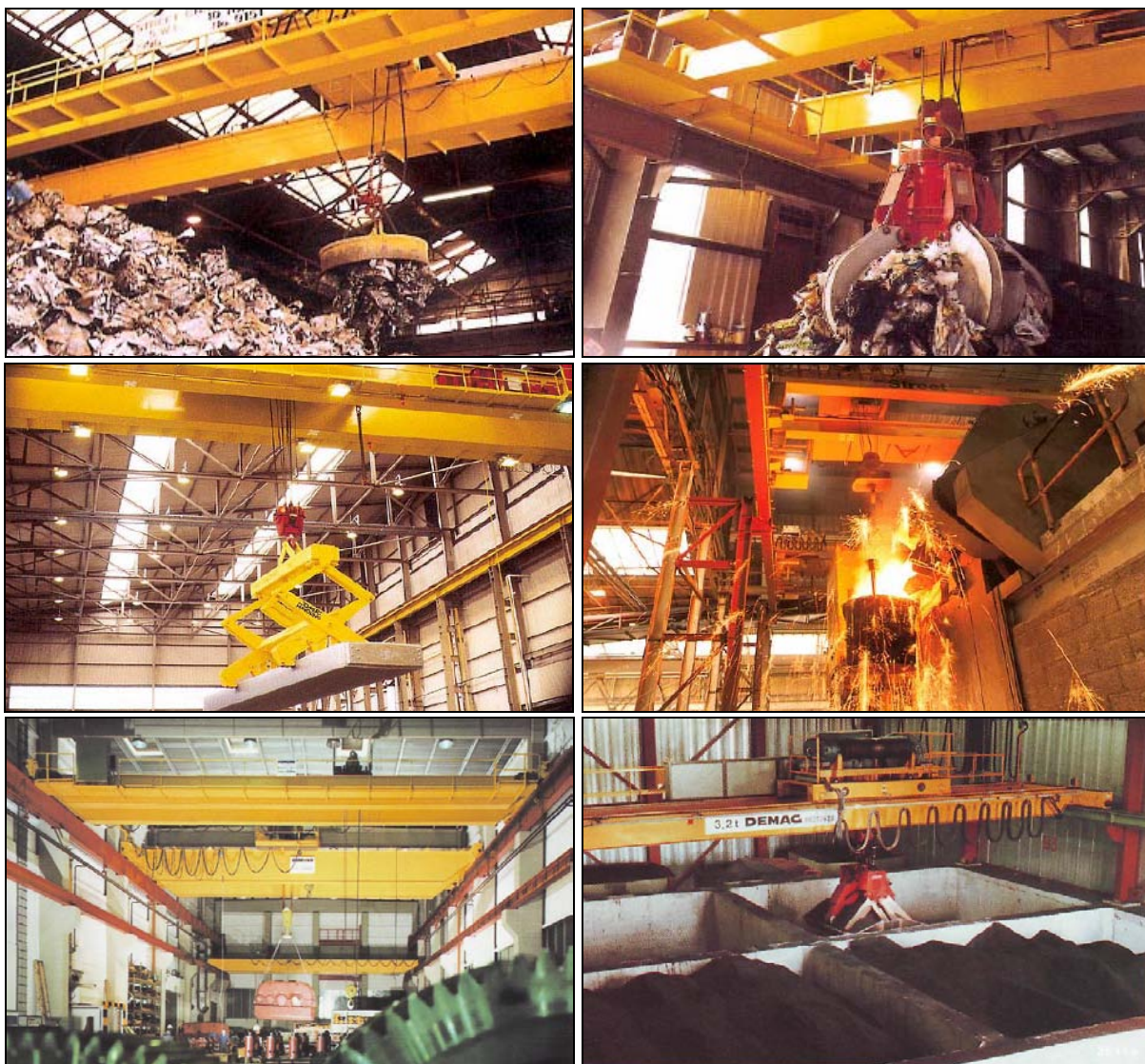
Слика 1 - Демаг мосна дизалица носивости 12.5t (Кливенд, САД) [1]

1. УЛОГА И ЗНАЧАЈ МОСНИХ ДИЗАЛИЦА

Генерално, мосна дизалица се може користити свуда где се транспорт материјала одвија у опсегу од 3 до 50m [1]. Резултат тога је једноставност, поузданост у раду, мали захтеви за одржавање.... Ипак, могу се издвојити неки објекти где се транспорт материјала не може замислити без мосних дизалица.

У металургији се традиционално користи неколико наменски развијених облика мосних дизалица које су добиле и име према врсти процеса у којима учествују: ливачке, дизалице за шаржирање, траверзне дизалице и др [2].

За ову врсту дизалица је карактеристично да поседују углавном екстремно велике носивости, да су изложене утицају високих температура и да су строго наменски грађене, тј. конструктивно максимално прилагођене реализацији специфичних захтева у процесима које опслужују [2].



Слика 1.1 - Примена мосних дизалица за пренос материјала [2]

Дизалице-слагачи су типичан представник генерације дизалица које се највише користе за руковање стандардизованим логистичким јединицама, као и специјалним облицима палета и конテナ [2].

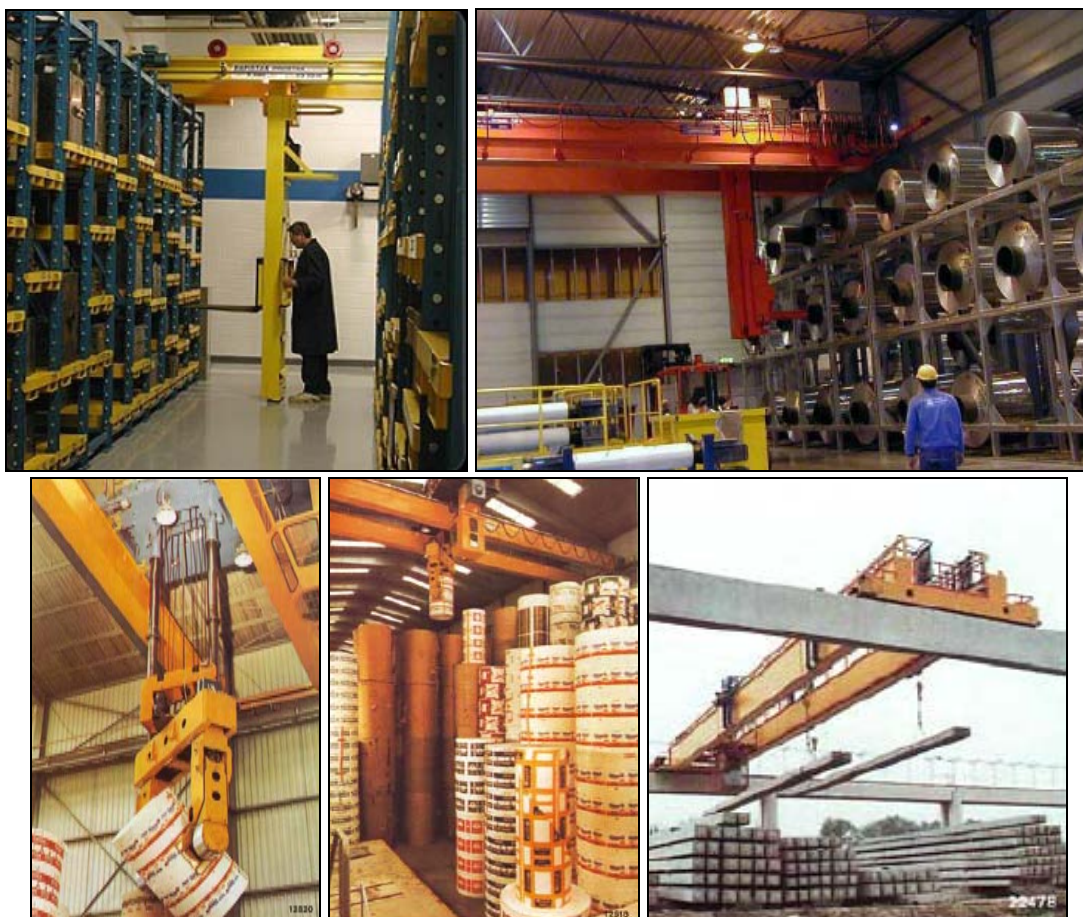
Поред система са стандардизованим јединицама терета, дизалице слагачи налазе примену и у складиштима лимова велике дужине, бунтова, катура, мотора велике снаге који се преко траверзе каче о куке конзолних регала без примене палета [2].

Поред виљушке, као захватни уређај користи се трн, С-кука, магнетне траверзе за плочасте материјале.

Основна предност дизалица - слагача лежи у чињеници да су оне смештене у "мртв" простор испод кровне конструкције, да при руковању теретом нису потребни радни ходници велике ширине, а за разлику од виљушкара за високо слагање који захтевају идеално равно изведене и скупе подове ради обезбеђења стабилности, дизалица-слагач не генерише посебне захтеве по питању квалитета пода складишта.

Још једна значајна предност дизалице - слагача у односу на виљушкарску технику је и то што се са повећањем висине подизања терета повећава стабилност.

Возач дизалице има боље радне услове него возач виљушкара, јер се кабина налази на стубу који носи захватни уређај, тј. виљушке и при руковању се подиже и спушта заједно са виљушкама, тако да са мале дистанце прати процес рада.



Слика 1.2 - Примена мосних дизалица за слагање материјала [2]

Зависно од намене, конструкције и још неких параметара, ова група средстава спада у групу која је у малој мери флексибилна ван конструкције која зависи од места њене примене. Ангажовањем на другим локацијама је тешко изводљиво, мада се срећу решења када колица могу да прелазе са једног на други мост.

2. АНАЛИЗА МОГУЋИХ РЕШЕЊА КОНСТРУКЦИЈЕ КОЛИЦА, ПОГОНА И ДИЗАЊА

Колица се састоје од челичног рама који представља носећу конструкцију механизма за подизање терета и механизма за остваривање транслаторног кретања дуж стаза на мосту.

С обзиром, да неке дизалице имају један, а неке два главна носача разликујемо носећа и viseћа колица. Код двогредних мосних дизалица, механизам за дизање се ставља на колица која се крећу по горњем појасу главних носача, а код једногредних мосних дизалица, механизам за дизање се ушлицама причвршћује за viseћа колица која се крећу по доњем појасу главног носача [1].

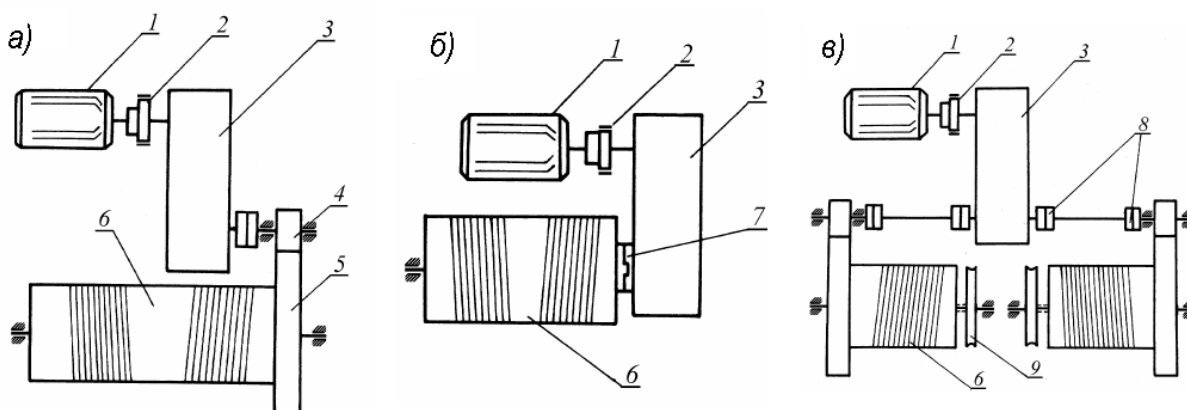


Слика 2.1 - а) Колица која се крећу по горњем појасу; б) Колица која се крећу по доњем појасу [2]

Рам се саставља најчешће од готових профила који се спајају заваривањем или виљцима, или од затворених лимених кутијастих носача израђених заваривањем [3].

2.1 Механизам за подзање терета

Механизам за подизање терета се најчешће састоји од електромотора (1), еластичне спојнице са кочницом (2), хоризонталног редуктора (3), зупчаника (4), зупчаника (5), добоша (6), зупчасте спојнице (7), спојнице (8) и непокретног котура (9) [4].



Слика 2.2 - Шема погона дизања [4]

2.1.1 Електромотори

У савремене дизаличне механизме се уграђују специјални дизалични асинхрони електромотори наизменичне трофазне струје. Ови електромотори раде испрекидано, обично са променљивим оптерећењем и различитим временом трајања укључења, са моментом преоптерећења при покретању, са честим променама смера окретања и великим бројем укључивања [1].

Асинхрони мотори наизменичне струје могу бити:

- ❖ клизноколутни електромотори,
- ❖ кавезни електромотори са краткоспојеним ротором

Кавезни електромотори са крат. ротором

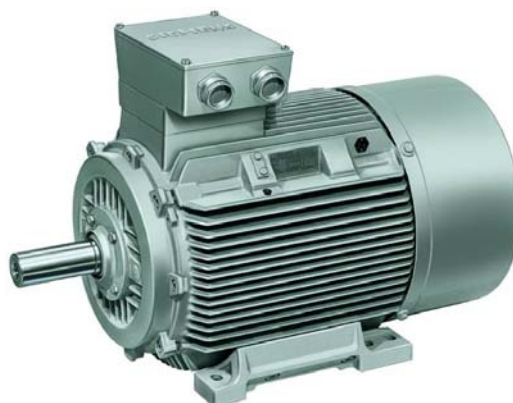
- ❖ не дозвољавају регулацију броја обртаја
- ❖ најчешће се упуштају у рад директно
- ❖ при упуштању ЕМ полазна струја је 3-7 пута већа од номиналне, што доводи до краткотрајног струјног удара у мрежи и може нарушити режим рада осталих машина
- ❖ не постоји могућност ограничења полазног момента

За погон дизања се најчешће примењују клизноколутни мотори. Кавезни мотори се примењују за мање носивости и за погоне где се не тражи већа тачност дизања и премештања терета [1].

Код механизма за кретање примењују се и клизноколутни и кавезни мотори у зависности од намене дизалице и величине снаге потребне за кретање [1].

Клизноколутни електромотори

- ❖ додавањем различитих отпорника (реостата) ограничава се вредност полазног момента и броја обртаја
- ❖ не упуштају се директно у рад, јер намотани ротор омогућава регулисање брзине обртања



Слика 2.3 - Дизалични мотор [2]

2.1.2 Спојнице

У погонским механизмима дизалица примењује се више врста спојница. Најчешће се користе:

- ❖ еластичне спојнице, са или без кочионог добоша, за везу између погонског електромотора и редуктора,
- ❖ круте зупчасте спојнице, на погонском вратилу механизма за кретање дизалице или витла.

Осим ових спојница, примењују се у појединим случајевима и "перифлекс" спојнице, "биби" спојнице, електромагнетне, хидрауличке и друге спојнице [1].

Зупчасте и круте спојнице се користе код механизма за кретање дизалице са централним погоном да би оствариле везу између излазног вратила редуктора и погонског вратила точка помоћу више трансмисионих вратила. Код механизма за кретање витла и одвојених погона мостова користе се само зупчасте спојнице. Обично уз редуктор и точкове долазе зупчасте спојнице које омогућавају закошење око 30° и

лакшу монтажу, а за спајање трансмисионих вратила узимају се, круте спојнице, које остварују круту везу [1].



Слика 2.4 - Зупчаста и еластична спојница са кочионим добошем

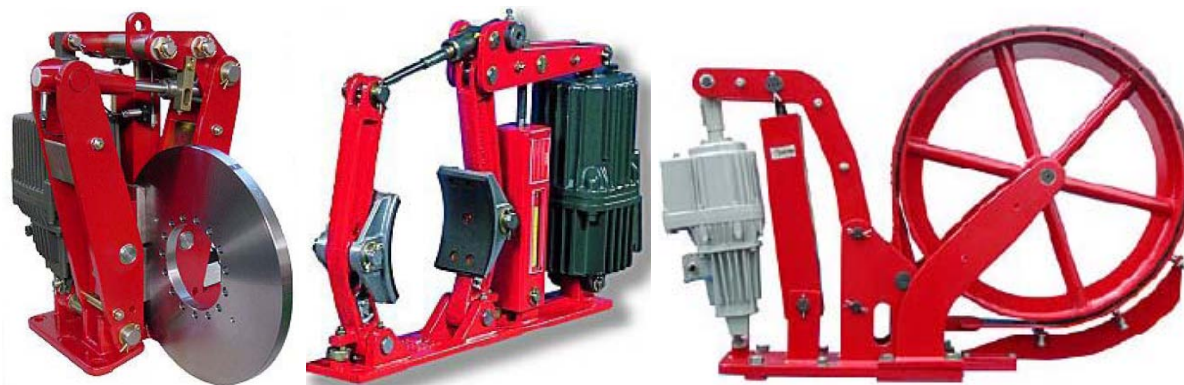
2.1.3 Кочнице

У саставу сваког погонског механизма мосне дизалице налази се кочиони уређај. Он је неопходан код механизма за дизање терета да заустави терет и задржи га на жељеној висини, а код механизма за кретање колица или моста дизалице, да заустави погонски механизам на жељено место.

Данас, код транспортних машина у зависности од конструктивног извођења употребљава се више типова кочница, као што су: кочнице са папучама, траком, диском и конусом, али најчешће се примењују кочнице са папучама.

Дејство кочнице је аутоматизовано помоћу специјалних откочних уређаја - подизача. Откочни уређаји могу бити: електромоторни, пнеуматски, електрохидраулични итд.

Одређени типови кочница се стандардизују и серијски израђују, па је задатак конструктора при пројектовању да из припремљених каталога и стандарда изврши избор жељене кочнице са одговарајућим подизачем.



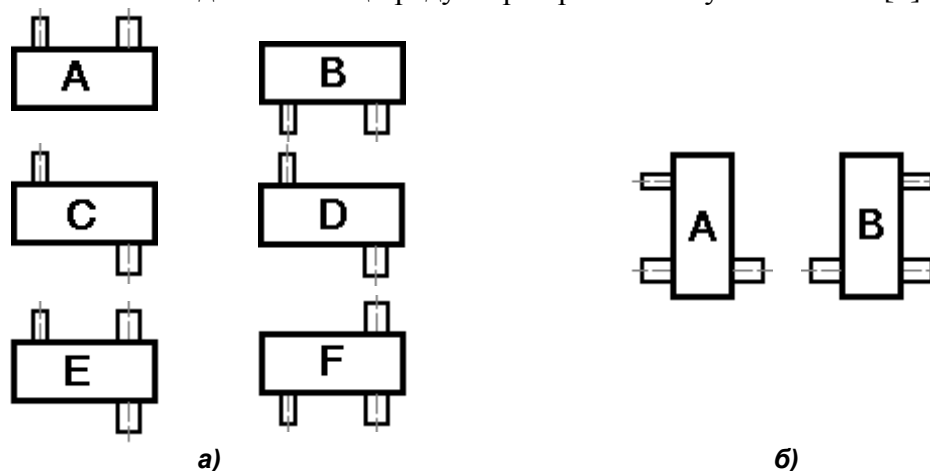
Слика 2.5 - Кочнице са: диском, папучама и траком [2]

2.1.4 Редуктори

Код класичних мосних дизалица, као преносник снаге се примењује редуктор. При конструисању колица мосне дизалице, треба користити редукторе који су наменски пројектовани за индустријске дизалице. Њихове снаге су декларисане у функцији погонских класа, односно у зависности од услова рада и других услова експлоатације.

Редуктори могу бити хоризонтални и вертикални, и то двостепени, тростепени и четворостепени. Хоризонтални редуктори се примењују најчешће за погон дизања, а вертикални за погон кретања колица и моста дизалице.

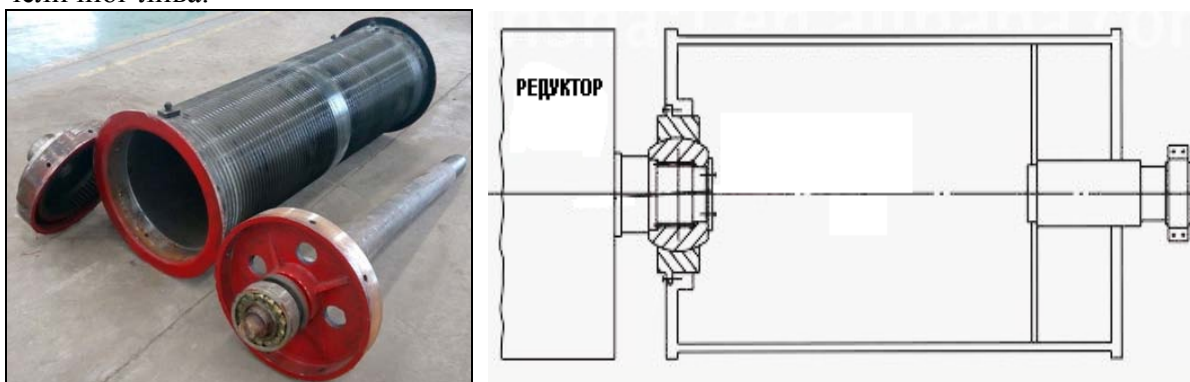
Различити изведбени облици редуктора приказани су сликом 2.6 [1].



Слика 2.6 - Различити изведбени облици дизаличних редуктора Машинске индустрије - Ниш: а) хоризонтални редуктори; б) вертикални редуктори [1]

2.1.5 Добоши

Добоши код механизма за дизање мосних дизалица најчешће су цилиндричног облика. На површини омотача је нарезан леви и десни навој који служи за смештај ужета. Омотач се израђује од савијеног и завареног челичног лима Š0360 или од челичног лива.



Слика 2.7 - Конструкција добоша [2]

С обзиром да је осовинско растојање добоша велико (а може бити и више метара), а у његовом продужетку долази вратило редуктора, то се показало потребним да се веза између добоша и редуктора изводи тако да постоји могућност аксијалног померања и угаоног закретања ових двеју оса. Ради задовољења ових услова, које намећу лаке еластичне конструкције дизаличних колица, развило се више врста спојница за пренос обртног момента и везу између редуктора и добоша.

Прве конструкције које су изведене биле су са отвореним зупчастим паровима, којима се спречавао редуктор са зупчастим венцем на ободу добоша. Ове конструкције се, због бржег хабања и потреба да се често врши контрола и подмазивање, данас ретко примењују. У застареле конструкције, такође, спада и канцаста спојница. Данас се примењују зупчaste спојнице као поуздан, али и скуп начин преноса обртног момента. Поред њих примењују се још спојница са чеповима, излазно вратило редуктора у облику трубе, ошљобљено излазно вратило [1].

Причвршћивање краја челичног ужета за добош треба бити изведено тако да је омогућено његово лако замењивање. Примери доброг и поузданог начина причвршћивања су:

- ❖ помоћу клина
- ❖ помоћу плочица са завртњевима

2.1.6 Уже

За подизање терета користи се обично челично уже (6x19, 6x37, 8x37). Оно се састоји од жица истог попречног пресека исплетених у струкове, а они се даље око средишњег дела (језгра) савијају у уже. Мења се након одређеног броја прекинутих жица.



Слика 2.8 - Конструкција струка ужета [2]

2.1.7 Котураче

Котураче се уводе у механизме за дизање како би се смањила сила затезања ужета и момент терета на добошу. Оне представљају систем котурова преко којих је пребачено уже. Могу бити просте и двојне. Код простих котурача један крак ужета је везан за ослонац, а други се намотава на добош за ужад. Код двојних котурача два крака ужета се намотавају на добош, а остали иду са доње котураче на систем горње котураче.

Са повећањем броја котурова, односно кракова ужета, смањује се преносни однос између мотора и добоша, чиме се добија компактна и економичнија конструкција.



Слика 2.9 Доње котураче са два, четири и шест котура [2]

2.1.8 Куке

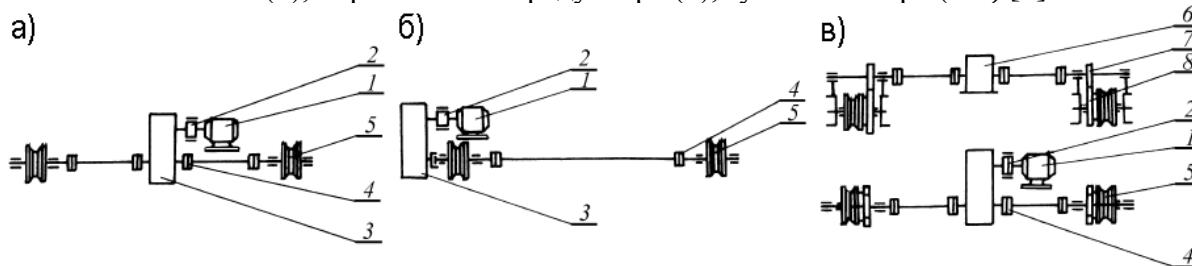
Куке спадају у универзалне елементе за хватање терета и имају велики број облика израде. Израђују се као једнокраке, двокраке, ламеласте, куке са ушком итд. Највише се примењују једнокраке и двокраке куке.



Слика 2.10 - Једнокрака и двокрака кука [2]

2.2 Механизам за кретање колица

Механизам за кретање колица може бити изведен са централним или одвојеним (независним) погоном. На избор конструкције механизма за кретање утиче распон колица, брзина кретања, укупан број точкова, број погонских точкова, веза точкова за уздужне носаче. Он се најчешће састоји од електромотора (1), еластичне спојнице са кочницом (2), вертикалног редуктора (3), зупчасте или неке друге круте спојнице (4), погонских точкова (5), хоризонталног редуктора (6), зупчастог пара (7-8) [4].

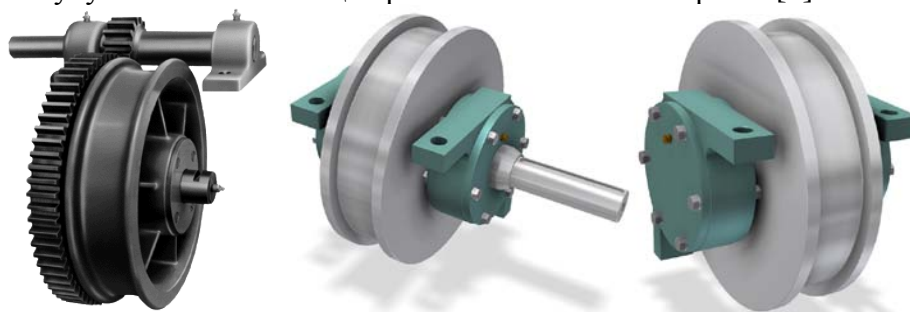


Слика 2.11 - Шема погона дизаличних колица [2]

2.2.1 Точкови

Точкови колица мосне дизалице могу бити различитог облика и конструкције (са клизним и котрљајућим лежајевима, цилиндричном или конусном газећом површином, зупчастим венцем на ободу или без њега итд.). Они се израђују ливењем, а површински газећи слој се термички обрађује пламеним каљењем.

Код колица малих и средњих носивости укупни број точкова обично је четири, а код великих носивости осам па и више. То је зато што се повећањем носивости и распона колица, односно укупне тежине колица притисак по точковима расте [1].



Слика 2.12 - Точкови дизаличних колица [2]

3. МЕХАНИЗАМ ЗА ДИЗАЊЕ

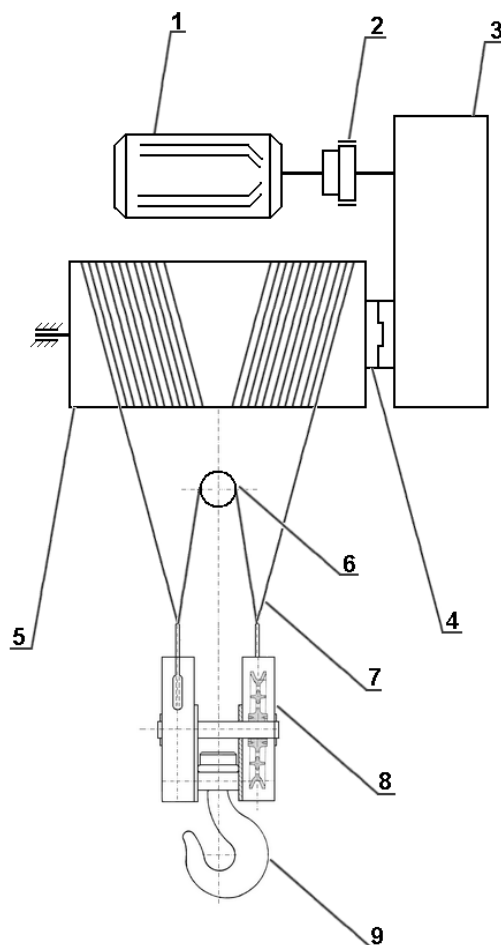
3.1 Полазни подаци

Прорачунати и конструисати колица двогредне мосне дизалице за следеће параметре:

- ❖ носивост мосне дизалице: $m_Q = 12,5 \text{ t}$
- ❖ распон моста: $L = 27 \text{ m}$
- ❖ висина дизања: $H = 18 \text{ m}$
- ❖ радна брзина дизања: $v_D = 10 \text{ m/min}$
- ❖ радна брзина кретања колица: $v_K = 20 \text{ m/min}$
- ❖ радна брзина кретања моста: $v_M = 50 \text{ m/min}$
- ❖ погонска класа дизалице: тешка (3)

3.2 Концепција механизма за дизање

За дизалице носивост $Q < 250 \text{ kN}$ према препоруци [4], механизам за дизања састоји се од електромотора који је повезан преко трансмисионог вратила до редуктора. Еластична спојница спаја уметнуто трансмисионо вратило са улазним вратилом редуктора, а користи се и као кочиони добош кочнице са две папуче која се активира преко електрохидрауличког подизача. Излазно вратило редуктора је повезано зупчастом спојницом са добошем. Излазно вратило редуктора је повезано зупчастом спојницом са добошем.

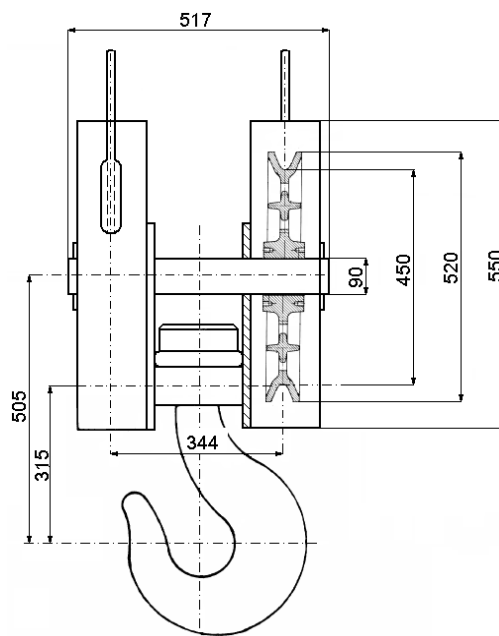


1 – електромотор, 2 – еластична спојница са кочницом, 3 – хоризонтални редуктор, 4 - зупчаста спојница, 5 – добош, 6 – изравнавајући котур, 7 - уже, 8 - доња катурача, 9 - кука

Слика 3.1 – Шема механизма за дизање терета [4]

3.3 Доња катурача

На основу носивости $m_Q=12,5t$ и погонске класе дизалице (3) усваја се катурача ознаке 7 са два катура. Њени општи подаци су: број кракова ужета $m=4$; преносни број катураче $i_k = m/2 = 4/2 = 2$; степен корисности катураче $\eta_{kot} = 0,98$; маса катураче $G_k = m_k \cdot g = 202 \cdot 9,81 = 1981,62 \text{ N} = 1,98162 \text{ kN}$ [4].



Слика 3.2 - Доња катурача са два ужета [4]

3.4 Избор куке

На основу носивости $m_Q=12,5t$ и режима рада (тешки - 3), усваја се стандардна једнокрака кука кована у калупу, са ваљкастим стаблом (VK), величине број 7 од материјала Č1330, односно:

КУКА VK 7 SRPS M.D1.146 Č1330

Њени општи подаци су: номинални називни терет $Q = m_Q \cdot g = 12500 \cdot 9,81 = 122625 \text{ N}$; дозвољени напон на затезање $\sigma_{doz} = 40 \text{ MPa}$; дозвољени површински притисак на навоју врата $P_{doz} = 32 \text{ MPa} = 32 \text{ N/mm}^2$; пречник врата куке $d_5 = 63,2 \text{ mm}$ [7].

Након усвајања стандардне куке, морају се проверити карактеристични пресеци и навртка како би се утврдило да ли кука може преносити номинални терет при тешком режиму рада.

Површина пресека језгра завојнице:

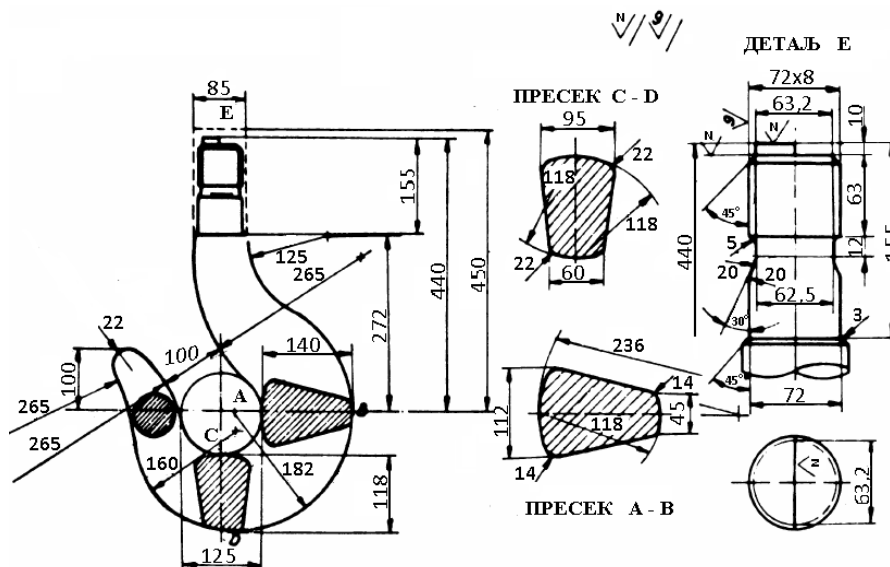
$$A_z = \frac{d_5^2 \cdot \pi}{4} = \frac{63,2^2 \cdot \pi}{4} = 3137,068 \text{ mm}^2 \quad (3.1)$$

Напон у врату куке (у пресеку језгра завојнице):

$$\sigma_z = \frac{Q}{A_z} = \frac{122625}{3137,068} = 39,089 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{doz} = 40 \text{ N/mm}^2 \quad (3.2)$$

Висина навртке на врату куке се одређује према дозвољеном притиску(теоретска):

$$H \geq \frac{4 \cdot Q \cdot t}{\pi \cdot (d_3^2 - d_5^2) \cdot P_{doz}} = \frac{4 \cdot 122625 \cdot 8}{\pi \cdot (72^2 - 63,2^2) \cdot 32} = 32,81 \text{ mm} \quad (3.3)$$



Слика 3.3 - Геометријске мере једнокраке коване куке [4]

Навртка се израђује од $\check{C}$ 0445. За стандардну метричку завојницу, висина навртке се одређује према изразу:

$$H = 0,8 \cdot d_3 = 0,8 \cdot 72 = 57,6 \text{ mm} \quad (3.4)$$

Ради уградње плочице за спречавање одвртања усваја се висина навртке:

$$H = 67 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Спољни пречник навртке износи:

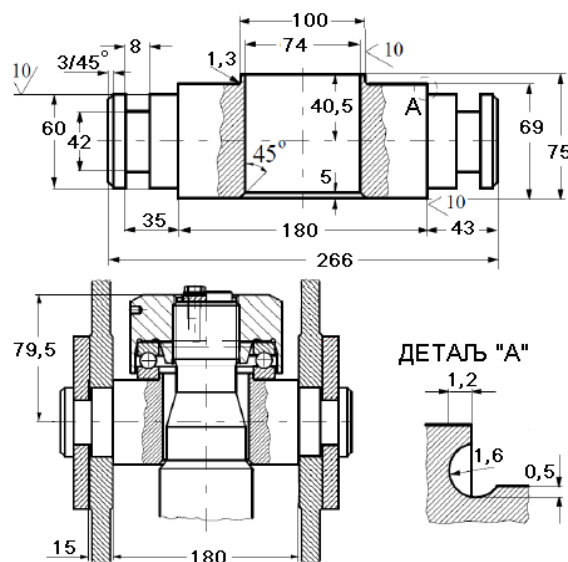
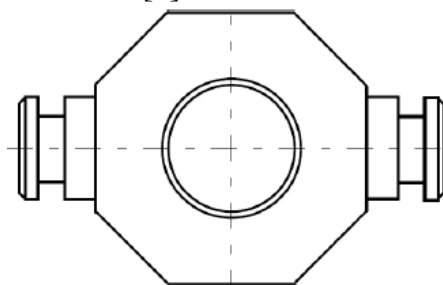
$$D_n = 1,8 \cdot d_3 = 1,8 \cdot 72 = 129,6 \text{ mm} \quad (3.6)$$

због величине горњег прстена аксијалног лежаја усваја се пречник навртке на: $D_n = 145 \text{ mm}$ [5].

3.5 Избор траверзе

Траверза (носач куке) служи за ослањање куке преко навртке и аксијалног лежаја.

Усваја се траверза величине броја 7, материјала $\check{C}$ 0545 за који је $\sigma_{doz} = 100 \text{ MPa}$, а доња котурача је кратког типа [4].

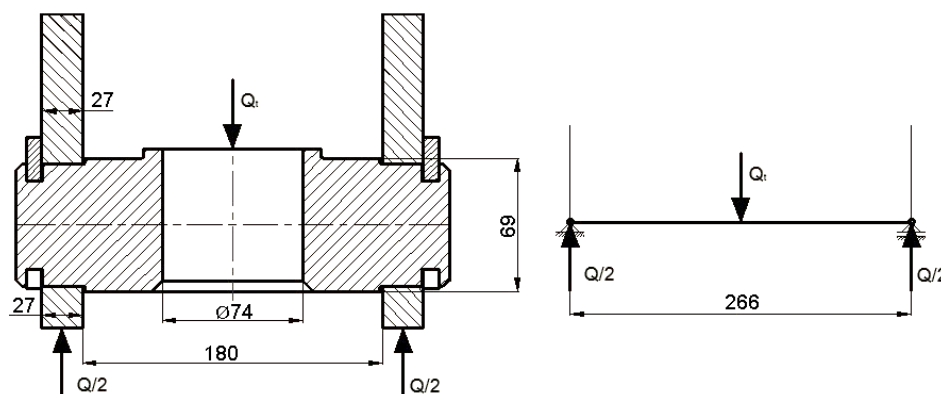


Слика 3.4 - Геометријске мере траверзе [4]

Момент савијања у средњем пресеку траверзе (пресек I-I):

$$M_{f1} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{b_1 + (b_4 - c)}{2} - \frac{Q}{2} \cdot \frac{b_1 + (b_4 - c)}{4} = \frac{122625}{2} \cdot \frac{180 + 27}{2} - \frac{122625}{2} \cdot \frac{180 + 27}{4}$$

$$M_{f1} = 3172921,875 \text{ N} \cdot \text{mm} = 3172,921875 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (3.7)$$



Слика 3.5 - Шема оптерећења траверзе [4]

Отпорни момент у средњем пресеку траверзе:

$$W_{x1} = \frac{1}{6} \cdot (b_1 - d_2) \cdot h_1^2 = \frac{1}{6} \cdot (180 - 74) \cdot 75^2 = 99375 \text{ mm}^3 \quad (3.8)$$

Напон савијања траверзе у средњем пресеку (пресек I-I):

$$\sigma_{f1} = \frac{M_{f1}}{W_{x1}} = \frac{3172921,875}{99375} = 31,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 31,93 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \quad (3.9)$$

Момент савијања рукавца траверзе у пресеку II-II:

$$M_{f2} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{(b_4 - c)}{2} = \frac{122625}{2} \cdot \frac{27}{2} = 827718,75 \text{ Nmm} = 827,71875 \text{ kNmm} \quad (3.10)$$

Отпорни момент рукавца траверзе у пресеку II-II:

$$W_{x2} = 0,1 \cdot d_5^3 = 0,1 \cdot 60^3 = 21600 \text{ mm}^3 \quad (3.11)$$

Напон савијања рукавца у пресеку II-II:

$$\sigma_{f2} = \frac{M_{f2}}{W_{x2}} = \frac{827718,75}{21600} = 38,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 38,32 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \quad (3.12)$$

За лежаче котуре се усвајају по два радијална лежача са котрљањем у свакој главчини котуре, унутрашњег пречника $d_5 = 60 \text{ mm}$

Оптерећење једног лежача износи:

$$Q_1 = \frac{Q}{4} = \frac{122625}{4} = 30656,25 \text{ N} = 30,66 \text{ kN} \quad (3.13)$$

3.6 Уже

Иако је челично уже оптерећено на затезање, савијање и увијање у инжењерским прорачунима оно се најчешће бира према статичкој сили кидања [1].

Номинални називни терет:

$$Q = m_Q \cdot g = 12500 \cdot 9,81 = 122625 \text{ N} \quad (3.14)$$

Сила у ужету које се намотава на добош:

$$F_u = \frac{Q + G_k}{m \cdot \eta_k} = \frac{122,625 + 1,98162}{4 \cdot 0,98} = 30,53 \text{ kN} \quad (3.15)$$

Степен сигурности ужета за тешки режим рада:

$$k_u = 6,3 \quad (3.16)$$

Рачунска сила кидања ужета:

$$F_r = F_u \cdot k_u = 30,53 \cdot 6,3 = 192,339 \text{ kN} \quad (3.17)$$

Овој сили одговара челично уже нормално плетено (SZ), конструкције 6 x 19, челичног језгра:

20 SRPS C.H1.072 1570

са следећим карактеристикама: пречник ужета $d_u = 20 \text{ mm}$; рачунска прекидна сила ужета за жице са називном затезном чврстоћом $\sigma_m = 1570 \text{ MPa}$ износи $F_r = 224 \text{ kN}$; специфична маса ужета: $q = 1,52 \text{ kg/m}$.^[4]

Стварни степен сигурности ужета:

$$k_u = \frac{F_r}{F_u} = \frac{224}{30,53} = 7,34 > k = 6,3 \quad (3.18)$$

3.7 Изравњавајући котур

Основна улога изравњавајућег котура је изравнавање силе у крацима ужета.

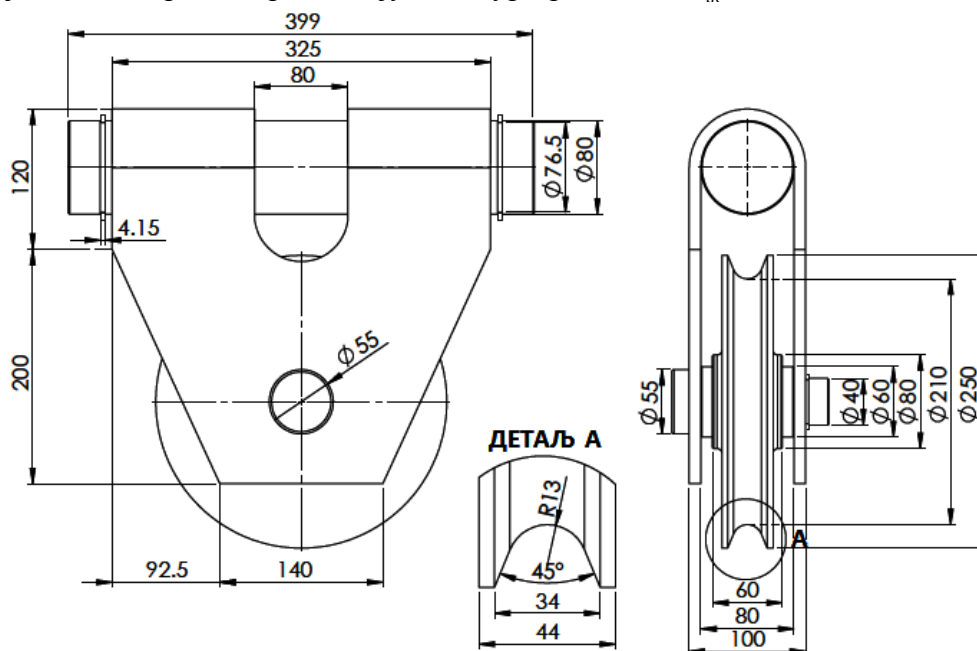
Однос пречника отвора/пречник ужета за изравњавајући котур:

$$\left(\frac{D}{d}\right)_{ik} = 12 \text{ mm} \quad (3.19)$$

Најмањи пречник изравњавајућег котура:

$$D_{\min} = \left(\frac{D}{d}\right)_{ik} \cdot d_u = 12 \cdot 20 = 240 \text{ mm} \quad (3.20)$$

Усваја се стандардни изравњавајући котур пречника: $D_{ik} = 250 \text{ mm}$ [6].



Слика 3.6 - Геометријске мере изравњавајућег котура [6]

3.8 Добош

Добош је цилиндричног облика. Крај ужета је везан за омотач добоша помоћу плочица и вијака, односно предвиђене су три везе. Омотач добоша и диск су израђени од Č0361, а осовина од Č1530.

Однос пречник добоша / пречник ужета за погонску класу 3 [4]:

$$\left(\frac{D}{d}\right)_d = 22 \quad (3.21)$$

Минимални пречник добоша се одређује према изразу:

$$D_{\min} = \left(\frac{D}{d}\right)_d \cdot d_u = 22 \cdot 20 = 440 \text{ mm} \quad (3.22)$$

а затим се усваја први већи стандардни пречник добоша: $D_d = 450 \text{ mm}$ [4].

Број завојка једне стране добоша износи:

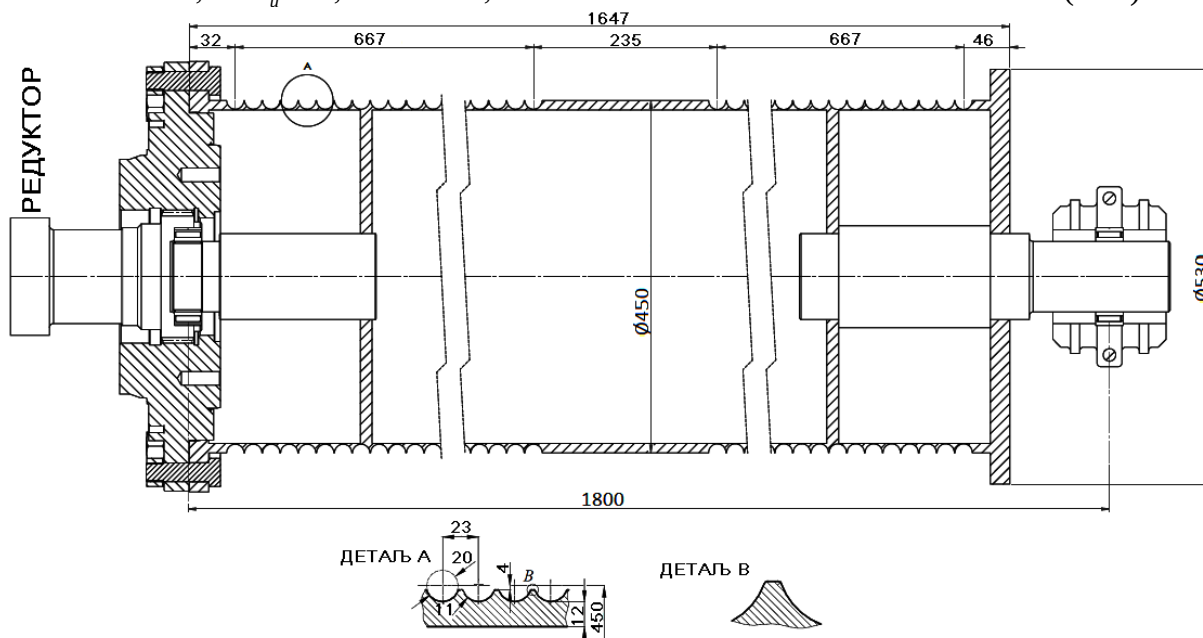
$$z = \frac{H \cdot i_k}{\pi \cdot D_d} + 4 = \frac{18 \cdot 2}{\pi \cdot 0,45} + 4 = 30 \quad (3.23)$$

Корак нарезаних завојних жлебова:

$$s = d_u + (2 \div 3) = 20 + 3 = 23 \text{ mm} \quad (3.24)$$

Радијус кривине:

$$r = 0,53 \cdot d_u = 0,53 \cdot 20 = 10,6 \text{ mm} \quad (3.25)$$



Слика 3.7 - Геометријске мере добоша за намотавање ужета [6]

3.8.1 Омотач добоша

Дужина нарезаног дела на једној страни добоша:

$$L_{nar} = (z - 1) \cdot s = (30 - 1) \cdot 23 = 667 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Дужина омотача добоша:

$$L_d = a + 2 \cdot L_{nar} + L_q + b = 32 + 2 \cdot 667 + 235 + 46 = 1647 \text{ mm} \quad (3.27)$$

Дебљина омотача добоша за дозвољени напон $\sigma_{doz} = 12,5 \text{ kN/cm}^2$ за материјал Š0361:

$$h = 0,01 \cdot D_d + 0,003 = 0,01 \cdot 0,45 + 0,003 = 0,0075 \text{ m} = 7,5 \text{ mm} \quad (3.28)$$

Усваја се најмања допуштена вредност дебљине добоша: $h = 12 \text{ mm}$

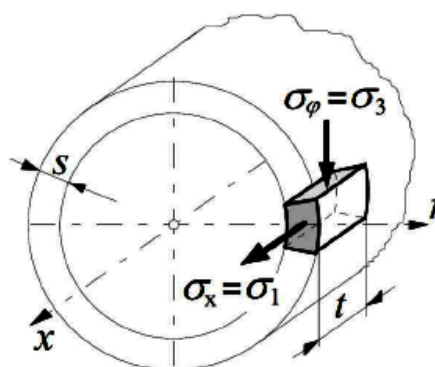
3.8.2 Провера напона

Напрезања у омотачу добоша су врло сложена. Јављају се напони од торзије, савијања и директног притиска ужета. Зато је потребно, проверити исправност димензионисања добоша.

Дозвољени напон за материјал добоша од челика Š0361 износи [4]:

$$\sigma_{doz} = 125 \text{ MPa}$$

Услед стезања ужета око добоша, у зиду добоша се јавља притисак, који је највећи на



Слика 3.8 - Напрезање зида добоша [5]

првом навоју ужета и износи:

$$\sigma_p = \frac{S}{\delta \cdot s} = \frac{\left(\frac{Q + G_k}{8}\right)}{\delta \cdot s} = \frac{\left(\frac{122625 + 198162}{8}\right)}{12 \cdot 22} = 58 \frac{N}{mm^2} = 58 MPa \quad (3.29)$$

Момент савијања:

$$M_s = S \cdot l = \left(\frac{Q + G_k}{4}\right) \cdot \left(\frac{L_d - L_q}{2}\right) \quad (3.30)$$

$$M_s = \left(\frac{122,625 + 1,98162}{4}\right) \cdot \left(\frac{159 - 23,5}{2}\right) = 2130,77 kN \cdot cm$$

Момент увијања:

$$M_u = S \cdot D_d = \left(\frac{Q + G_k}{4}\right) \cdot D_d = \left(\frac{122,625 + 1,98162}{4}\right) \cdot 45 = 1401,82 kN \cdot cm \quad (3.31)$$

Спољашњи пречник омотача добоша:

$$D_{sp} = D_d - 2 \cdot r = 450 - 2 \cdot 11 = 428 mm \quad (3.32)$$

Унутрашњи пречник омотача добоша:

$$D_{un} = D_{sp} - h = 428 - 12 = 416 mm \quad (3.33)$$

Аксијални отпорни момент прстенасте површине попречног пресека добоша се одређује по изразу:

$$W_x = \frac{D_{sp}^3 \cdot \pi}{32} \cdot (1 - \psi^4) \quad (3.34)$$

где је:

$$\psi = \frac{D_{un}}{D_{sp}} \quad (3.35)$$

заменом се добија:

$$W_x = 0.1 \cdot \left(\frac{D_{sp}^4 - D_{un}^4}{D_{sp}}\right) = 0.1 \cdot \left(\frac{42,8^4 - 41,6^4}{42,8}\right) = 842,99 cm^4 \quad (3.36)$$

Резултујући напон износи:

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{M_s^2 + (\varphi \cdot M_u)^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{2130,77^2 + (0,75 \cdot 1401,82)^2}}{842,99} = 2,81 \frac{kN}{cm^2} = 28,1 MPa \quad (3.37)$$

Пошто је вредност резултујућег напона у омотачу добоша $\sigma_i = 28,1 MPa$ мања од дозвољене $\sigma_{doz} = 125 MPa$ усвојени добош задовољава.

3.8.3 Осовина добоша

Осовина добоша је оптерећена на савијање. Усваја се материјал осовине Č4730, па допуштени напон износи [4]:

$$\sigma_{dop} = 11,5 kN / cm^2 \quad (3.38)$$

Пречник осовине на месту главчине износи:

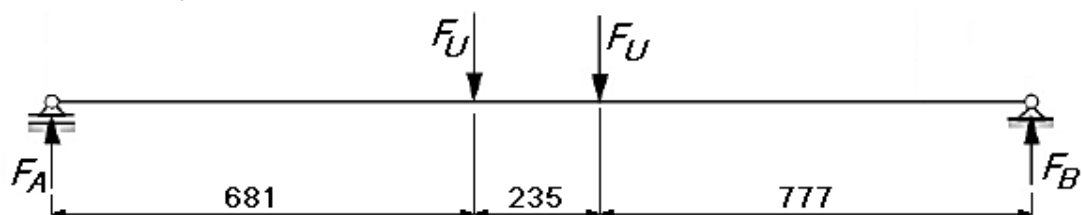
$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{s_{max}}}{\pi \cdot \sigma_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2130,77}{\pi \cdot 11,5}} = 12,35 cm \quad (3.39)$$

Усвајам: $d_o = 130 mm$

3.8.4 Лежиште добоша

Број обртаја добоша:

$$n_d = \frac{i_k \cdot v_D}{\pi \cdot D_d} = \frac{2 \cdot 10}{\pi \cdot 0,45} = 14,15 \text{ min}^{-1} \quad (3.40)$$



Слика 3.9 - Шема оптерећења осовине добоша [4]

Силе реакције у ослоњцима осовина добоша:

$$\sum M_A = 0 \quad F_u \cdot 681 + F_u \cdot (681 + 235) - F_B \cdot (681 + 235 + 777) = 0 \quad (3.41)$$

$$30,53 \cdot 681 + 30,53 \cdot 916 - F_B \cdot 1693 = 0$$

$$30,53 \cdot 681 + 30,53 \cdot 916 = F_B \cdot 1693$$

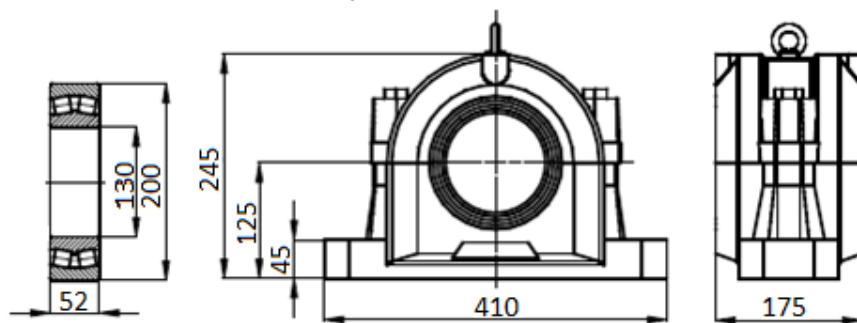
$$F_B = \frac{30,53 \cdot 681 + 30,53 \cdot 916}{1693} = 28,74 \text{ kN}$$

$$\sum Y_i = 0 \quad F_A - F_u - F_u + F_B = 0 \quad (3.42)$$

$$F_A - 30,53 - 30,53 + 28,74 = 0$$

$$F_A = 32,32 \text{ kN}$$

У ослоњцу А усваја се дворедни самоподесиви бачвасти лежај ознаке (по DIN-у) - 23024 J ($d = 65\text{mm}$, $D = 120\text{mm}$, $B = 31\text{mm}$, $C_O = 216\text{kN}$, $C = 177\text{kN}$), а у ослоњцу В дворедни самоподесиви бачвасти лежај ознаке (по DIN-у) - 23026 J ($d = 130\text{mm}$, $D = 200\text{mm}$, $B = 52\text{mm}$, $C_O = 575\text{kN}$, $C = 365\text{kN}$) [7].



Слика 3.10 - Кућиште лежаја SNV160 [7]

3.8.5 Веза ужета за добош

Коефицијент трења између добоша и ужета [4]:

$$\mu = 0,1$$

Обвојни угао ужета око добоша [4]:

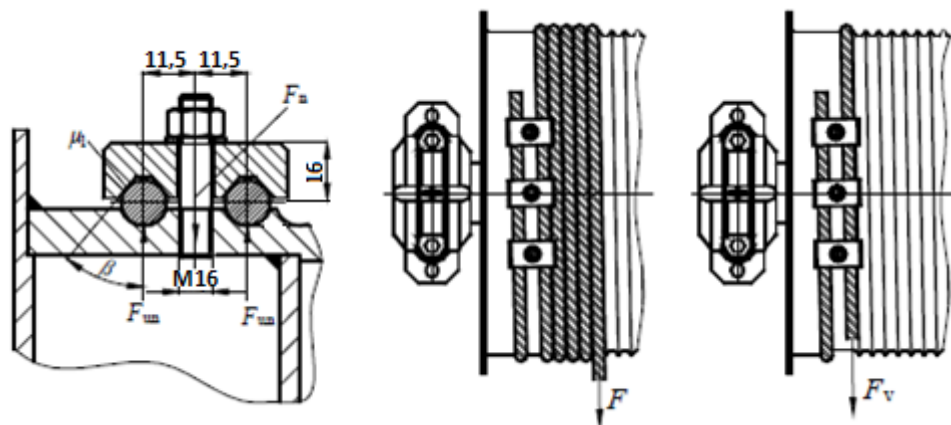
$$\alpha = 4\pi - 2 \text{ пуна круга}$$

Сила која оптерећује везу:

$$F_v = 2,5 \cdot \frac{F_u}{e^{\mu \cdot \alpha}} = 2,5 \cdot \frac{30,53}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 21,723 \text{ kN} \quad (3.42)$$

Сведени коефицијент трења:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \beta} = \frac{0,1}{\sin 40^\circ} \cong 0,16 \quad (3.43)$$



Слика 3.11 - Веза ужета са добошем [6]

Угао обухвата ужета око добоша између два наиласка под плочицу [4]:

$$\alpha_1 = 2\pi$$

Број завртњева који притежу плочицу [4]:

$$i = 2$$

Сила затезања у завртњу:

$$F = \frac{2 \cdot F_v}{i \cdot (\mu + \mu') \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_1} + 1)} = \frac{2 \cdot 21,723}{2 \cdot (0,1 + 0,16) \cdot (1,874 + 1)} = 29,071 \text{ kN} \quad (3.44)$$

Дозвољени напон за Č0561 и за тврдоћу 8.8 [4]:

$$\sigma_{doz} = 27 \text{ kN/cm}^2$$

Пречник језгра завртња:

$$A_3 = \frac{F}{\sigma} = \frac{29,071}{27} = 1,076 \text{ cm}^2 \quad (3.45)$$

Усваја се завртањ М16 са површином језгра $A=157 \text{ mm}^2$ [4].

Број стезних плочица [4]:

$$z = 4$$

Висина плочице [4]:

$$h_{pl} = 16 \text{ mm}$$

Укупни напон у завртњу:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F}{z \cdot A_3} + \frac{\mu \cdot F_v \cdot \left(h_{pl} + \frac{d_u}{2}\right)}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z} = \frac{1,3 \cdot 29,071}{4 \cdot 1,570} + \frac{0,1 \cdot 21,723 \cdot \left(1,6 + \frac{2}{2}\right)}{0,1 \cdot 1,6^3 \cdot 4} = 9,46 \text{ kN/cm}^2 \quad (3.46)$$

3.9 Избор електромотора

Мера оптерећености дизаличних мотора је загревање, које не сме да пређе прописану границу, како не би дошло до тога да мотор "изгори". Због тога је врло важно, за дате услове рада, правилно изабрати мотор.

Напред добијена статичка снага код механизма са уобичајеним брзинама дизања меродавна је за избор мотора. У периоду убрзања потребна је допунска снага за савладавање инерцијалних сила обртних маса механизма за дизање и масе које се тренутко крећу (терет). Испитивања показују да је ова допунска (инерцијална) снага врло мала у односу на снагу устаљеног кретања, па се може занемарити у прорачунима при избору мотора. Али после избора мотора треба проверити његово преоптерећење у периоду убрзања услед присуства инерционих отпора.

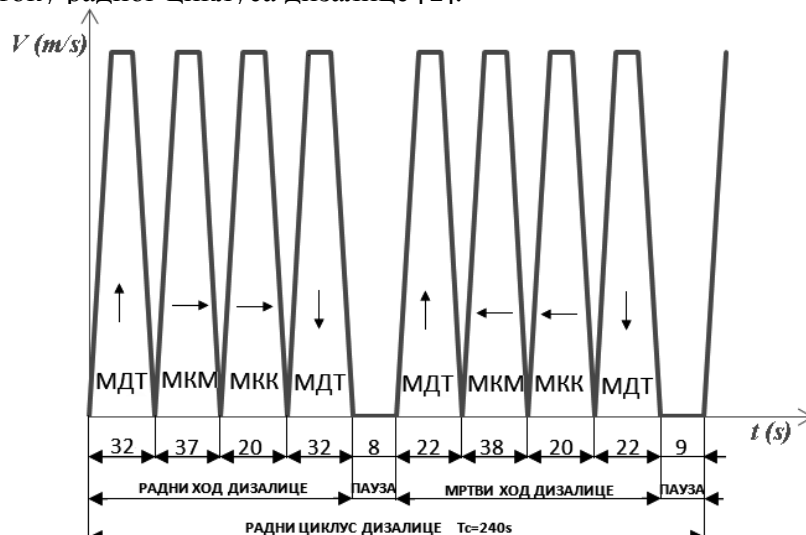
Степен искоришћења механизма за дизање до електромотора (обухвата губитке услед трења на добошу, доњој катурачи и редуктору) износи:

$$\eta_m = 0,85$$

Потребна снага електромотора:

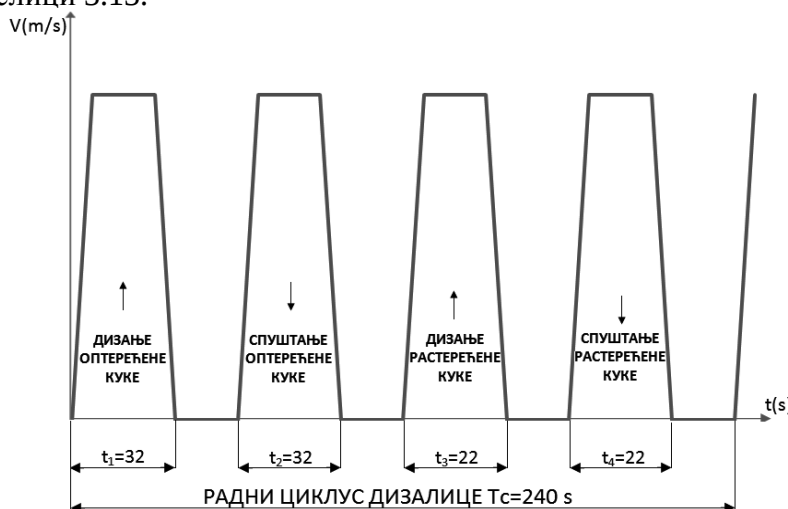
$$P_n = \frac{m_Q \cdot v_D}{102 \cdot \eta_m} = \frac{12500 \cdot 10}{102 \cdot 60 \cdot 0,85} = 24,029 \text{ kW} \quad (3.47)$$

На слици 3.12 приказан је претпостављени средњи радни циклус мосне дизалице у дијаграму брзина - време, где се уочавају времена трајања покрета појединих механизма у току радног циклуса дизалице [1].



Слика 3.12 - Средњи радни циклус дизалице у дијаграму брзина - време (v-t) [1]

Средњи радни циклус механизма за дизање, извађен из радног циклуса дизалице приказан је на слици 3.13.



Слика 3.13 - Средњи радни циклус механизма за дизање [1]

Релативно трајање рада мотора се дефинише као однос у процентима укупног времена укључења мотора \$\sum t_i\$ и времена трајања радног циклуса \$T_c\$:

$$\varepsilon_d (\%) = \frac{\sum t_i}{T_c} \cdot 100 = \left[\frac{2 \cdot (32 + 22)}{240} \right] \cdot 100 = 44,444 \% \quad (3.48)$$

Број радних циклуса на час:

$$C = \frac{3600}{T_c} = \frac{3600}{240} = 20 \frac{\text{cikl}}{\text{h}} \quad (3.49)$$

Број укључења мотора на час:

$$Z = Z_p \cdot C = (4 \div 6) \cdot 20 = 80 \div 120 \text{ uklj / h} \quad (3.50)$$

Потребна снага електромотора са стандардном интермитенцом из каталога $ED = 40\%$:

$$P_0 = P \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon_d}{ED}} = 24,029 \cdot \sqrt{\frac{44,444}{40}} = 25,33 \text{ kW} \quad (3.51)$$

Из каталога усвајам клизнокулутни шестополни дизалични мотор:

ZPD 250 МК-6 "СЕВЕР" – СУБОТИЦА

са следећим карактеристикама: номинална снага $P_{EM} = 33 \text{ kW}$; број обртаја $n_{EM} = 974 \text{ min}^{-1}$; момент инерције мотора $J = 1,52 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; превртни фактор преоптерећења мотора $\psi_m = M_m / M_n = 5,7$; маса електромотора $G = 520 \text{ kg}$; пречник рукавца вратила $d = 70 \text{ mm}$ [8].

3.10 Избор еластичне спојнице

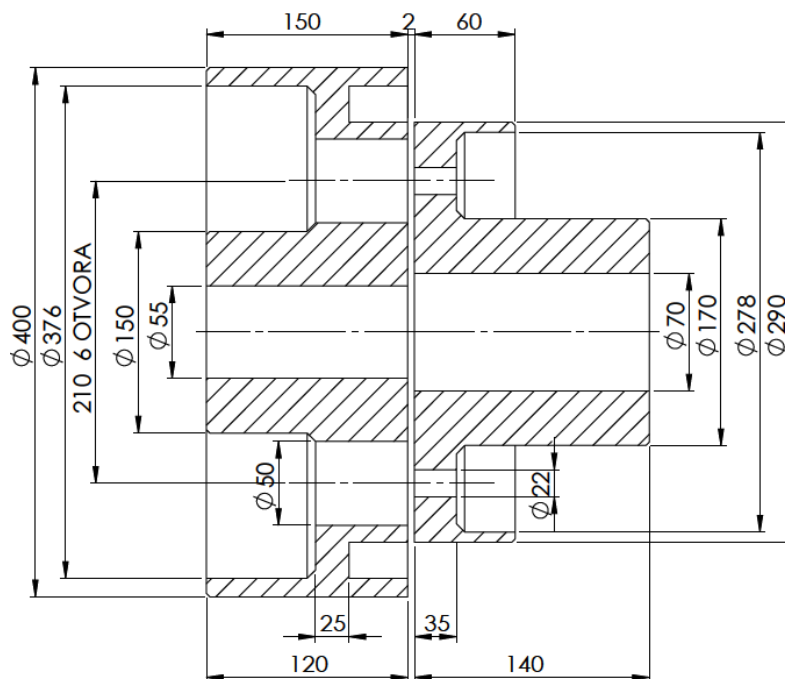
Сваки произвођач типизираних и стандардних спојница даје и упуство, некада више некада мање детаљно, за употребу и примену. Основа за избор спојнице је обртни момент који спојница може да пренесе. Овај обртни момент важи обично за стационарни режим рада. Како код дизалица то није случај (различити режими рада, при сваком поласку јављају се преоптерећења итд.), то овај момент треба прилагодити условима рада [1].

За приближно рачунање и избор спојнице, може се узети да момент који преноси спојница износи:

$$M_n = 9550 \cdot \frac{P_n}{n_{em}} = 9550 \cdot \frac{24,029}{974} = 235,60 \text{ Nm} \quad (3.52)$$

Пошто се део еластичне спојнице користи као кочиони добош двопапучне кочнице на страни редуктора, онда се за номиналну снагу мотора $P = 33 \text{ kW}$ при $ED = 40\%$ и броју обртаја $n_e = 974 \text{ min}^{-1}$ усваја пречник кочионог добоша:

$$D_k = 400 \text{ mm}$$



Слика 3.14 - Геометријске мере еластичне спојнице $\varnothing 400 \text{ mm}$ [1]

На основу изложеног усваја се:

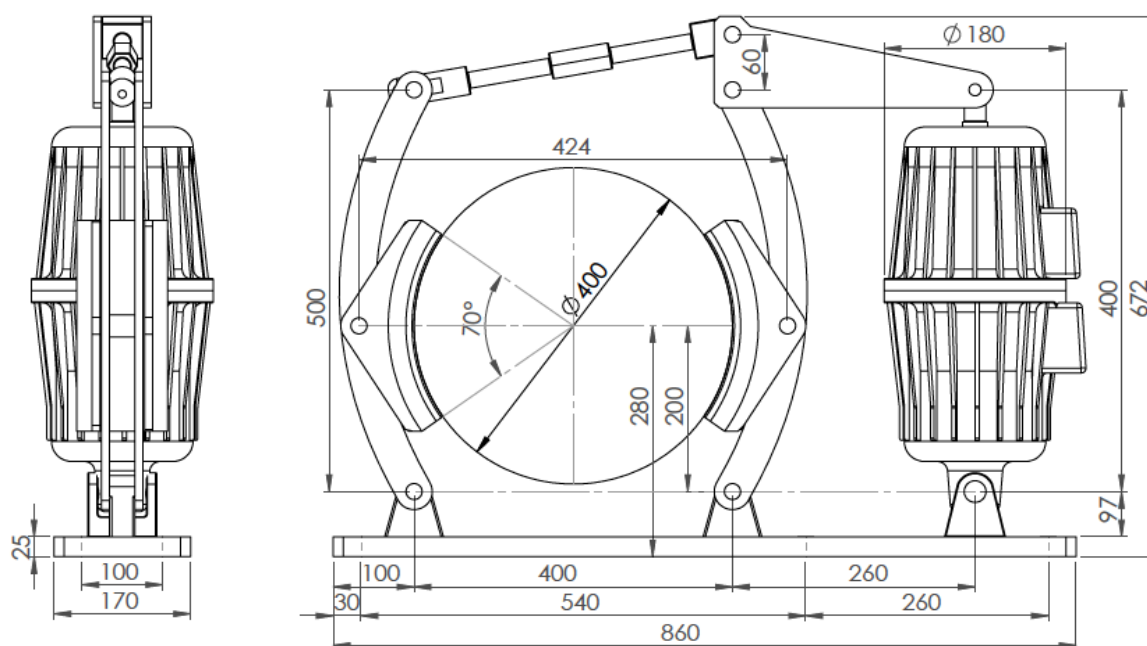
ЕЛАСТИЧНА СПОЈНИЦА Ø 400 - SRPS M.C1.516

чији је номинални момент $M_t = 1250 \text{ Nm}$ при $n_{\max} = 1430 \text{ min}^{-1}$. Остале карактеристике су: номинални пречник спојнице $D_k = 400 \text{ mm}$; момент инерције спојнице $J = 1,600 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; ширина кочионог добоша $l_5 = 150 \text{ mm}$; укупна ширина спојнице $L = 320 \text{ mm}$; прикључна мера на страни мотора ($d_1 = 35 \div 90 \text{ mm}$) - усваја се вредност 70 mm , као и пречник рукавца вратила мотора; маса еластичне спојнице: $G = 107 \text{ kg}$ [4].

3.11 Избор кочнице

Основни параметар при прорачуну кочнице је потребан кочиони момент M_K који треба да се оствари у периоду заустављања кретања механизма дизалице. Кочиони момент се одређује у зависности од намене механизма.

Код механизма за подизање терета кочница треба да одржава терет у "лебдењу" са прописаном сигурношћу, да не би дошло до проклизавања терета. Степен сигурности кочења спојнице је овде већи него код кочнице механизма за кретање, где и отпори кретања учествују у кочењу. Време заустављања терета је много краће због малих инерцијалних сила, него код механизма за кретање, где су инерцијалне силе далеко веће.



Слика 3.15 - Геометријске мере кочнице са две папуче са електро-хидрауличким подизачем механизма за дизање [4]

Потребан кочиони момент кочнице механизма за дизање износи:

$$M_K = v_K \cdot M_n \cdot \eta_m^2 = 2 \cdot 235,60 \cdot 0,85^2 = 340,442 \text{ Nm} \quad (3.53)$$

Пречник $D_k = D_s = 400 \text{ mm}$ и ширина $B_k = l_5 = 150 \text{ mm}$ кочионог добоша су дефинисане избором еластичне спојнице.

Облоге кочионих папуча су од пресоване азбестне масе кроз коју су провучене месингане жице, чији је коефицијент трења $\mu_k = 0,25 \div 0,45$ (усваја се $\mu_k = 0,35$), а дозвољени површински притисак $p_{doz} = 20 - 60 \text{ N/cm}^2$. Обухватни угао папуча је у границама од $60-70^\circ$ (усваја се $\beta = 70^\circ$). Ширина и површина облога папуча износе [4]:

$$B = l_5 - (5 \div 10) = 150 - 10 = 140 \text{ mm} \quad (3.54)$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_k \cdot \beta}{360} \cdot B = \frac{\pi \cdot 40 \cdot 70}{360} \cdot 14 = 342.08 \text{ cm}^2 \quad (3.55)$$

Полужни систем кочнице чине: две једнокраке полуге са зглобом везаним папучама; једна двокрака полука за чији крај је везана клипњача подизача; полука за везу са навртком. Крајеви полука су зглобно везани помоћу осовиница. Преносни однос полужја, као кинематске карактеристике кочнице износи:

$$i_k = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{500}{200} \cdot \frac{260}{60} = 10,83 \text{ који се обично креће у границама 8-12.} \quad (3.56)$$

3.11.1 Прорачун силе кочења и избор ELHY подизача

Меродавна величина за избор хидрауличног подизача је потребна кочиона сила коју треба да оствари кочиона повратна опруга уграђена у подизач.

Степен корисности полужја кочнице се креће у границама $\eta_k = 0,9 - 0,95$. Полуге се израђују од Č0361, а осовинице од Č0545. Усваја се [4]:

$$\eta_k = 0,95 \quad (3.57)$$

Потребна кочиона сила:

$$F_k = \frac{M_k}{\mu_k \cdot i_k \cdot D_k \cdot \eta_k} = \frac{340,442}{0,35 \cdot 10,83 \cdot 0,400 \cdot 0,95} = 236,354 \text{ N} \quad (3.58)$$

На основу силе кочења усваја се хидраулични (ELHY) подизач:

ХИДРАУЛИЧНИ (ELHY) ПОДИЗАЧ ЕВ 50/50 С32

са следећим карактеристикама: номинална кочиона сила у повратној опрузи $F_k = 330 \text{ N}$; сила подизача $F_p = 500 \text{ N}$; номинални ход $h = 50 \text{ mm}$; висина подизача $H = l_{31} = 400 \text{ mm}$; маса подизача 20 kg ; укупна маса кочнице 65 kg [4].

3.11.2 Провера кочнице Ø 400 – ЕВ 50/50 С32

Кочиони момент кочнице са овако изабраним подизачем мора да обезбеди одговарајући степен сигурности.

Стварна нормална сила на кочионом добошу:

$$F_N = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k = 330 \cdot 10,83 \cdot 0,95 = 3395,21 \text{ N} \quad (3.59)$$

Статички кочиони момент:

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k = 3395,21 \cdot 0,35 \cdot 0,400 = 475,33 \text{ Nm} \quad (3.60)$$

Стварни степен сигурности:

$$S_k = \frac{M_k}{M_n \cdot \eta_m^2} = \frac{475,33}{235,60 \cdot 0,85^2} = 2,79 > S_{k \text{ doz}} = 2 \quad (3.61)$$

3.11.3 Провера кочионе облоге

При раду кочнице неизбежно је њено загревање, јер она механичку енергију услед трења претвара у топлотну. Постоји већи број метода помоћу којих се долази до мерила оптерећености и трајности кочнице.

Најједноставнија метода којом се врши контрола оптерећености, односно загревање кочнице, се састоји у томе да се израчунају специфични притисак (p) и и специфична снага мотора ($p \cdot V_{kr}$ - топлотна карактеристика) и упоређи са допуштеним вредностима.

Специфичан притисак:

$$P = \frac{F_N}{A_p} = \frac{3395,21}{342,08} = 9,92 \frac{N}{cm^2} \quad (3.62)$$

Критична брзина на ободу кочионог добоша:

$$V_{kr} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_e}{60} \cdot k = \frac{\pi \cdot 0,400 \cdot 974}{60} \cdot 1,1 = 22,44 \frac{m}{s} \quad (3.63)$$

Топлотна карактеристика:

$$p \cdot V_{kr} = 9,92 \cdot 22,44 = 222,6 \frac{N}{cm^2} \cdot \frac{m}{s} < (p \cdot V_{kr})_{doz} = 250 \frac{N}{cm^2} \cdot \frac{m}{s} \quad (3.64)$$

На основу овог приближног (топотног) прорачуна, закључује се да облога папуче задовољава.

3.12 Избор хоризонталног редуктора

Избор редуктора се врши на основу снаге за дату погонску класу и преносног односа.

За погон дизања, преносни однос редуктора добија се из релације:

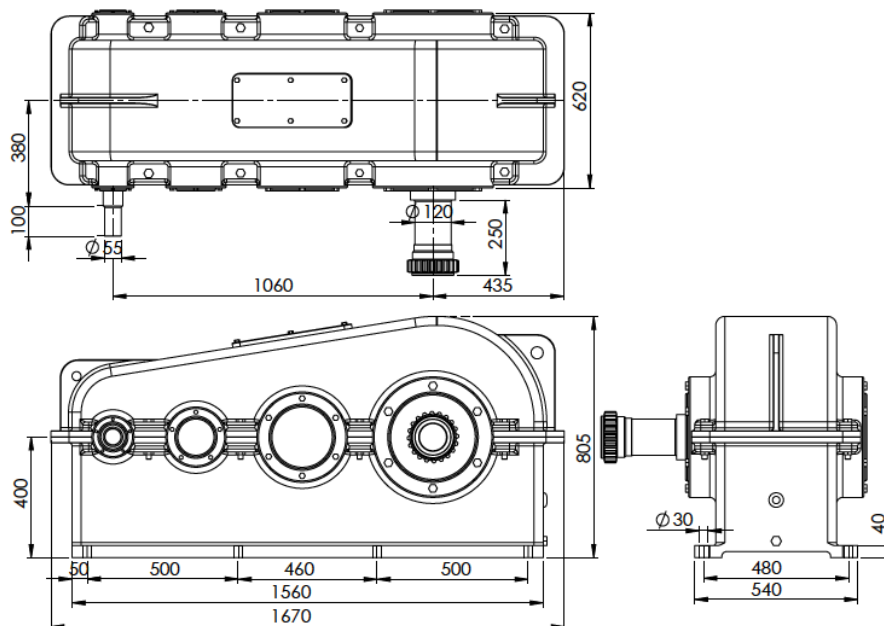
$$i_r = \frac{n_{em}}{n_d} = \frac{980}{14,15} = 69,26 \quad (3.65)$$

За рачунску вредност преносног односа $i_r = 69,26$ и улазну номиналну снагу електромотора $P_{EM} = 33 kW$, улазног броја обртаја $n_{EM} = 974 \min^{-1}$ и трећу погонску групу, усвајам:

ТРОСТЕПЕНИ ХОРИЗОНТАЛНИ РЕДУКТОР

НЗ. 106.00/VI - S MIN - НИШ

са следећим карактеристикама: номинална снага: $P_r = 40 kW$; стварни преносни однос $i_{stv} = 71$; број обртаја $n_r = 950 \min^{-1}$; пречник рукавца улазног вратила $d = 55 mm$; пречник рукавца излазног вратила $D = 140 mm$; маса редуктора $G = 1770 kg$ [4].



Слика 3.16 - Геометријске мере хоризонталног редуктора НЗ [4]

Стварни број обртаја добоша:

$$n_d = \frac{n_r}{i_{st}} = \frac{950}{71} = 13,38 \min^{-1} \quad (3.66)$$

Стварна брзина кретања колица

$$v_{K_{stv}} = \frac{\pi \cdot D_d \cdot n_d}{60} = \frac{\pi \cdot 0,45 \cdot 13,38}{60} = 0,315 \text{ m/s} = 18,9 \text{ m/min} \quad (3.67)$$

Одступање брзине:

$$W = \frac{(v_{K_{stv}} - v_K)}{v_K} \cdot 100\% = \frac{(18,9 - 20)}{20} \cdot 100\% = -5,5\% \quad (3.68)$$

Одступање брзине је у дозвољеној граници.

3.13 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета

Време убрзања за усвојено убрзање $a_u = 0,1 \text{ m/s}^2$:

$$t_u = \frac{v_D}{a_u} = \frac{0,167}{0,1} = 1,67 \text{ s} \quad (3.69)$$

Угаона брзина вратила ЕМ:

$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 974}{30} = 102 \text{ s}^{-1} \quad (3.70)$$

Максимални окретни момент:

$$M_m = \psi \cdot M_n = 5,7 \cdot 235,60 = 1342,92 \text{ Nm} \quad (3.71)$$

Укупни момент отпора сведен на вратило ЕМ износи:

$$M'_{uk} = M'_{st} + M'_{in}{}^{tr'} + M'_{in}{}^{rot'} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i_r \cdot \eta_m} + \frac{m_Q \cdot D_d^2 \cdot \omega_m}{4 \cdot i_k^2 \cdot t_u \cdot \eta_m \cdot i^2} + (1,1 \div 1,2) \cdot J \cdot \frac{\omega_m}{t_u}$$

$$M'_{uk} = \frac{122625 \cdot 0,45}{2 \cdot 2 \cdot 71 \cdot 0,85} + \frac{12500 \cdot 0,45^2 \cdot 102}{4 \cdot 2^2 \cdot 1,67 \cdot 0,85 \cdot 71^2} + 1,1 \cdot 0,650 \cdot \frac{102}{1,67}$$

$$M'_{uk} = 228,59 + 2,29 + 43,67$$

$$M'_{uk} = 274,55 \text{ Nm} \leq M_m = 1342,92 \text{ Nm}$$

Јасно се уочава да је преоптерећење електромотора у периоду убрзања релативно мало у односу на могућност мотора.

3.14 Спецификација маса компоненти механизма за дизање терета

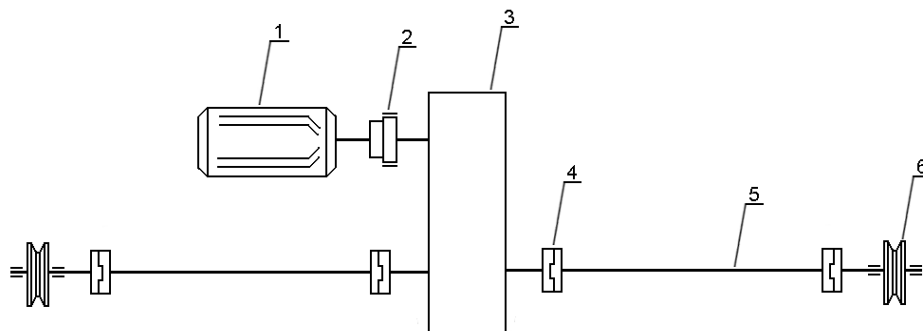
❖ Електромотор	520 kg
❖ Еластична спојница	107 kg
❖ Кочница са подизачем	65 kg
❖ Редуктор	1770 kg
❖ Добош	520 kg
❖ Доња катурача	202 kg
❖ Уже	140 kg
❖ Изравњавајући котур	<u>67,6 kg</u>
	3391,6 kg → 33.272 kN

4. ПРОРАЧУН И ИЗБОР СКЛОПОВА И ЕЛЕМЕНАТА ЗА КРЕТАЊЕ КОЛИЦА

4.1 Концепција погона за кретање колица

Како је механизам намењен тешкој носивости дизалице, усваја се централни погон са два погонска точка. Ослањање колица је на четири точка, од којих су два слободна.

Обртни момент од електромотора се најпре преко еластичне спојнице са кочницом преноси до редуктора, а затим помоћу зупчастих спојница и дугачких вратила до погонских точкова.



1 – електромотор, 2 – еластична спојница са кочницом, 3 – хоризонтални редуктор, 4 – зупчата спојница, 5 – трансмисионо вратило, 6 – погонски точак

Слика 4.1 – Шема погона погонског точка [4]

4.2 Прорачун и избор точка

Прорачун точка се заснива на међусобној зависности између носивости точка, пречника и материјала точка, облика шине и погонске класе дизалице.

Оријентациона тежина колица:

$$G_k = G_{ram} + G_{meh.p} + G_{meh.k} = 7 + 33,272 + 5 = 45,272 \text{ kN} \quad (4.1)$$

Еквивалентни (максимални) притисак на точку:

$$F_{ekv} = F_{p_{max}} = \frac{Q + G_k}{N} = \frac{125 + 45,272}{4} = 42,57 \text{ kN} \quad (4.2)$$

За условну носивост точка са равном главом $F_{ur} = 54 \text{ kN} > F_{ekv}$ усваја се точак пречника $D_t = 200 \text{ mm}$, чија је ширина $b = 45 \text{ mm}$ и полупречник заобљења $r = 4 \text{ mm}$. Материјал точка је Č0545 каљен са тврдоћом нагазног слоја од HB 4300 (N/mm^2) (HC 450 N/mm^2). Карактеристике материјала су: дозвољени површински притисак точка за раван облика главе шине $P_{dr} = 0,75 \text{ kN/cm}^2$; коефицијент утицаја брзине обртања точка: $K_2 = 1$; коефицијент утицаја погонске класе: $K_3 = 0,9$ [4].

Провера усвојеног точка:

$$D_t = \frac{F_{ekv}}{[P_{dr} \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot (b - 2 \cdot r)]} = \frac{42,75}{[0,75 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot (4,5 - 2 \cdot 0,4)]} = 17,12 \text{ cm} < 200 \text{ mm} \quad (4.3)$$

На основу предходне релације усвојени су:

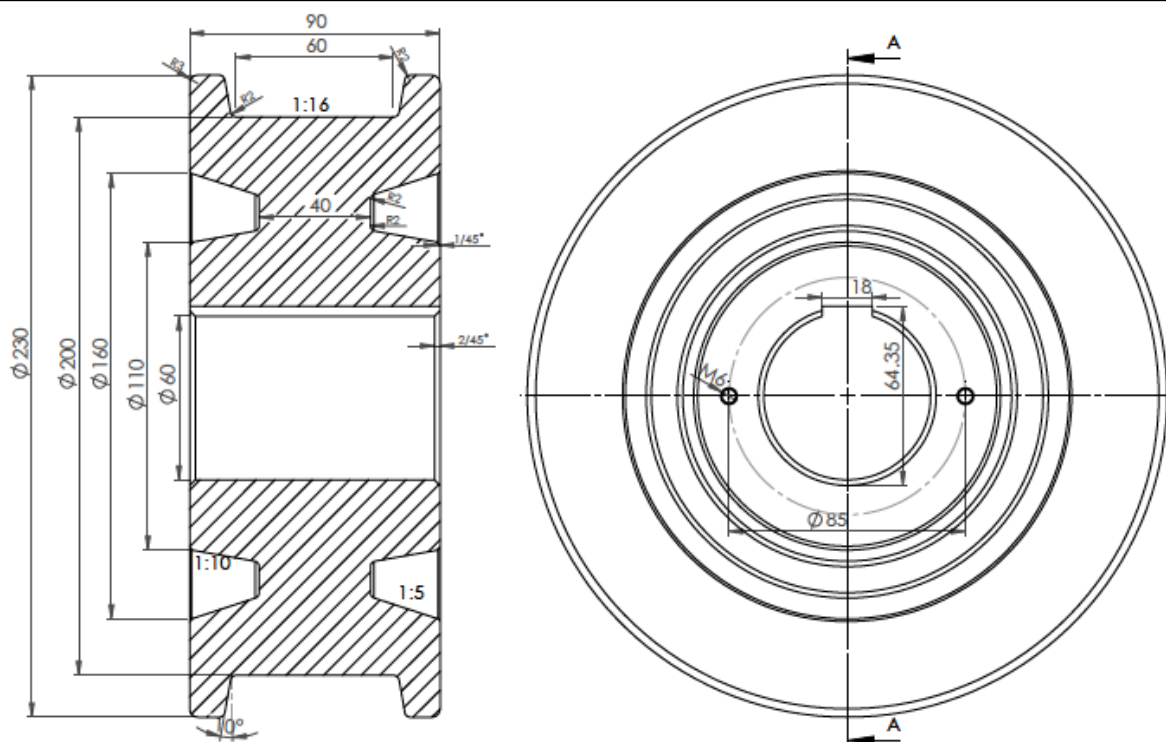
ПОГОНСКИ ТОЧКОВИ: Ø200 – SRPS.M.C1.110

СЛОБОДНИ ТОЧКОВИ: Ø200 – SRPS.M.C1.111

чије су геометријске мере приказане сликом 4.2. Маса погонског точка износи око 52 kg , а слободног око 51 kg [4].

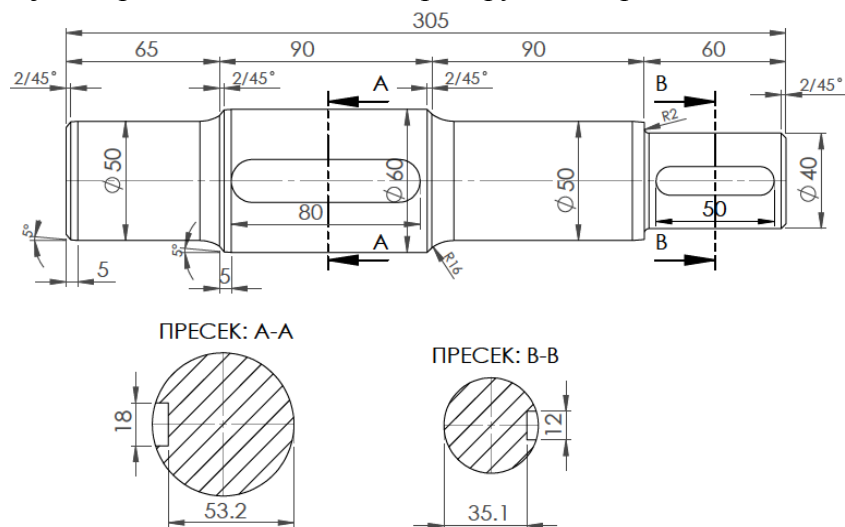
Број обртаја точка:

$$n_t = \frac{v_k}{\pi \cdot D_t} = \frac{20}{\pi \cdot 0,2} = 31,83 \text{ min}^{-1} \quad (4.4)$$

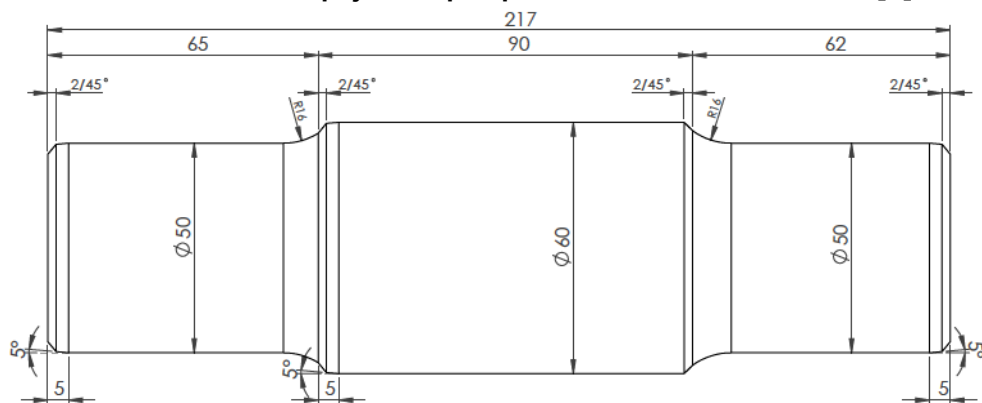


Слика 4.2 - Геометријске мере точка Ø200 [4]

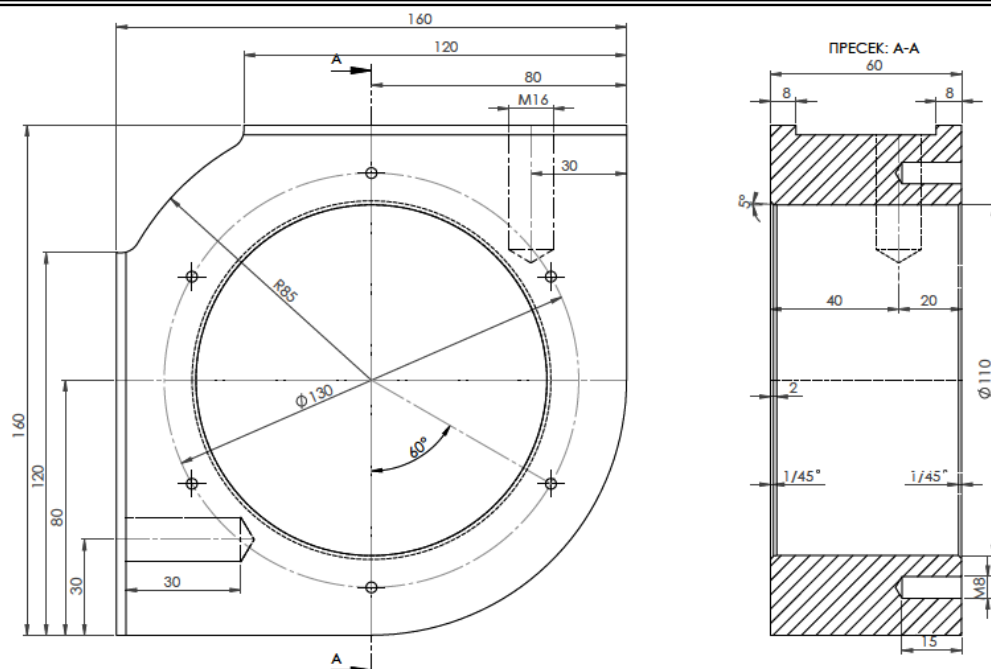
Након усвајања пречника точка следе препоручене мере осталих делова [4].



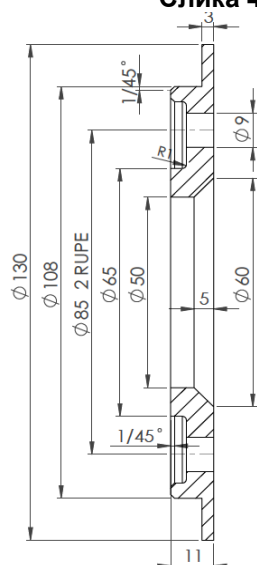
Слика 4.3 - Геометријске мере вратила за погонске точкове [4]



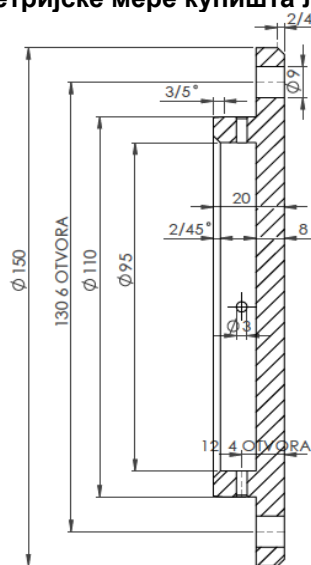
Слика 4.4 - Геометријске мере осовине за слободне точкове [4]



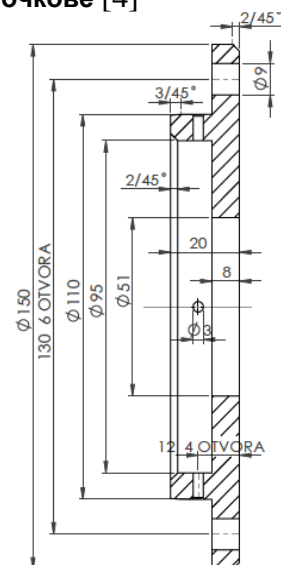
Слика 4.5 - Геометријске мере кућишта лежаја за точкове [4]



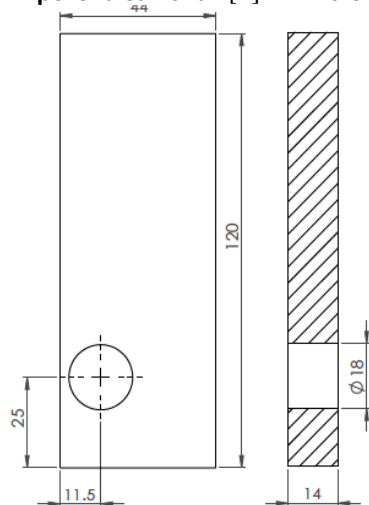
Слика 4.6 - Геометријске мере одстојног прстена за точак [4]



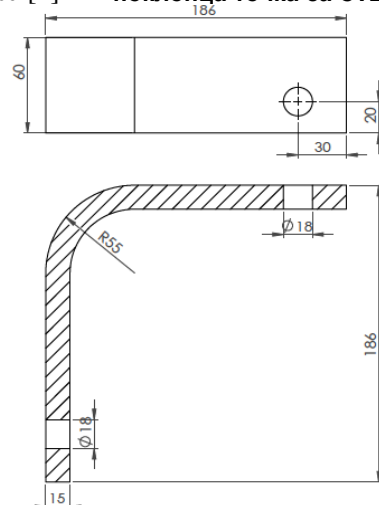
Слика 4.7 - Геометријске мере поклопац точка без отвора [4]



Слика 4.8 - Геометријске мере поклопац точка са отвором [4]



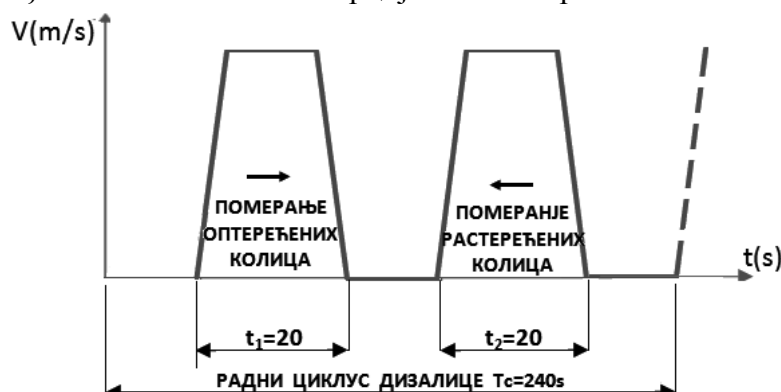
Слика 4.9 - Геометријске мере лежајног лима за точкове [4]



Слика 4.10 - Геометријске мере носећег лима точка [4]

4.3 Избор електромотора

Потребна снага електромотора за погон кретања колица и моста обухвата снагу потребну за савлађивање статичких и инерцијалних отпора.



Слика 4.11 - Средњи радни циклус механизма за кретање колица [1]

Отпор котрљања тачкова по шини [1]:

$$f = 0,3 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Отпор трења у котрљајним лежиштима [1]:

$$\mu = 0,01 \quad (4.6)$$

Отпор трења обода тачкова у случају закашњења [1]:

$$\beta = 3 \quad (4.7)$$

Пречник рукавца вратила на месту лежаја:

$$d = 50 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Отпор устаљеног кретања:

$$F_{st} = (Q + G_k) \cdot \left(\frac{2 \cdot f + \mu \cdot d}{D_t} \right) \cdot \beta$$

$$F_{st} = (12500 + 4600) \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,0003 + 0,01 \cdot 0,05}{0,2} \right) \cdot 3 = 1436,4 \text{ N} \quad (4.9)$$

Снага устаљеног кретања:

$$P_{st} = \frac{F_{st} \cdot v_K}{10^3 \cdot \eta_k} = \frac{1436,4 \cdot 20}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,9} = 0,532 \text{ kW} \quad (4.10)$$

Усваја се убрзање колица [1]:

$$a = 0,5 \text{ m/s}^2 \quad (4.11)$$

Сила инерције при усвојеном времену t_1 :

$$F_{in} = \frac{(Q + G_k)}{g} \cdot a = \frac{(12500 + 4600)}{9,81} \cdot 0,5 = 871,55 \text{ N} \quad (4.12)$$

Инерционална снага:

$$P_{in} = \frac{F_{in} \cdot v_K}{10^3 \cdot \eta_k} = \frac{871,55 \cdot 20}{10^3 \cdot 60 \cdot 0,9} = 0,323 \text{ kW} \quad (4.13)$$

Предпостављамо средњу вредност фактора преоптерећења електромотора [1]:

$$\psi_{sr} = 1,8 \quad (4.14)$$

Укупна снага:

$$P_{uk} = \frac{P_{st} + P_{in}}{\psi_{sr}} = \frac{0,532 + 0,323}{1,8} = 0,475 \text{ kW} \quad (4.15)$$

Стварна интермитенца мотора механизма за кретање колица:

$$\varepsilon_d (\%) = \frac{\sum t_i}{T_c} \cdot 100\% = \frac{2 \cdot 20}{240} \cdot 100\% = 16,67 \% \quad (4.16)$$

Усвајам шестополни кавезни дизалични мотор са краткоспојеним ротором типа:

ЗК 80 В – 6 "СЕВЕР" – СУБОТИЦА

са следећим карактеристикама: номинална снага $P_{EM} = 0,55 \text{ kW}$; број обртаја $n_{EM} = 930 \text{ min}^{-1}$; момент инерције мотора $J = 0,00142 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; превртни фактор преоптерећења мотора $\psi_m = M_m / M_n = 2,5$ - $\psi_p = M_p / M_n = 2,2$; маса електромотора $G = 10 \text{ kg}$; пречник рукавца вратила $d = 19 \text{ mm}$ [8].

Угаона брзина електромотора:

$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 930}{30} = 97,38 \text{ s}^{-1} \quad (4.17)$$

Средњи фактор преоптерећења електромотора

$$\psi_{sr} = 0,85^2 \cdot \frac{\psi_p + \psi_m}{2} = 0,85^2 \cdot \frac{2,2 + 2,5}{2} = 1,698 \quad (4.18)$$

Номинални момент електромотора:

$$M_n = 9550 \cdot \frac{P_{EM}}{n_{EM}} = 9550 \cdot \frac{0,55}{930} = 5,65 \text{ Nm} \quad (4.19)$$

Средњи момент упуштања електромотора:

$$M_u = \psi_{sr} \cdot M_n = 1,698 \cdot 5,65 = 9,594 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

4.4 Избор еластичне спојнице

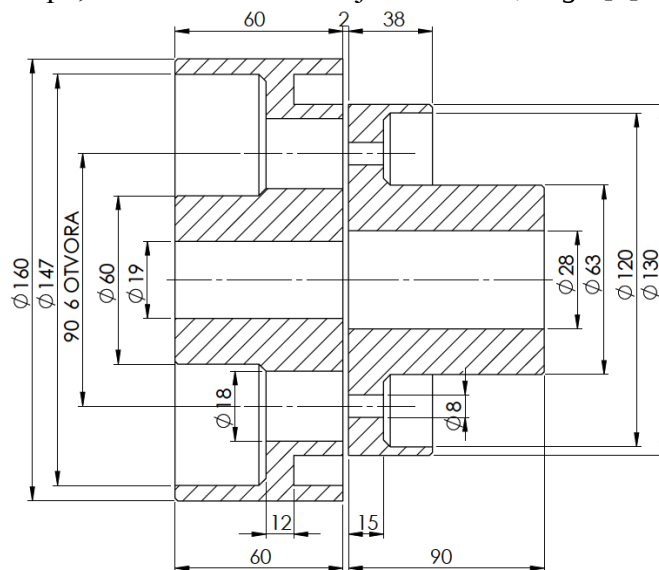
Еластична спојница је краткотрајно оптерећена моментом упуштања $M_u \approx 10 \text{ Nm}$, а трајније моментом устаљеног кретања:

$$M_{st} = 9550 \cdot \frac{P_{st}}{n_{EM}} = 9550 \cdot \frac{0,532}{930} = 5,46 \text{ Nm} \quad (4.21)$$

Узимајући у обзир факторе одговорности и режима рада за спојницу се усваја:

ЕЛАСТИЧНА СПОЈНИЦА Ø 160 - SRPS M.C1.516

са следећим карактеристикама: номинални момент $M_t = 50 \text{ Nm}$ при $n_{max} = 4580 \text{ min}^{-1}$; номинални пречник спојнице $D_k = 160 \text{ mm}$; момент инерције спојнице $J = 0,020 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; ширина кочионог добоша $l_5 = 60 \text{ mm}$; прикључна мера на страни мотора ($d_1 = 18 \div 38 \text{ mm}$), усваја се вредност 19 mm , као и пречник рукавца вратила електромотора; маса еластичне спојнице $G = 8,3 \text{ kg}$ [4].



Слика 4.12 - Геометријске карактеристике еластиче спојнице Ø160 [1]

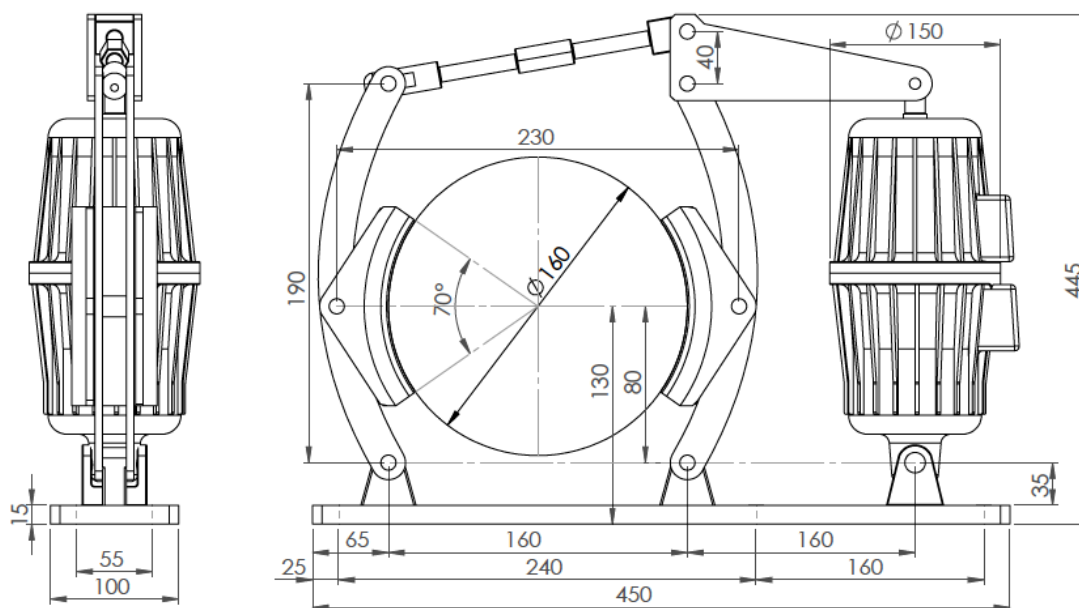
4.5 Избор кочнице

Пречник $D_k = D_s = 160 \text{ mm}$ и ширина $B_k = l_5 = 60 \text{ mm}$ кочионог добоша су дефинисани избором еластичне спојнице.

Облоге кочионих папуча су од пресоване азбестне масе кроз коју су провучене месингане жице, чији је коефицијент трења $\mu_k = 0,25 \div 0,45$ (усваја се $\mu_k = 0,35$), а дозвољени површински притисак $p_{doz} = 20 - 60 N/cm^2$. Обухватни угао папуча је у границама од $60-70^\circ$ (усваја се $\beta = 70^\circ$). Ширина и површина облога папуча износе [4]:

$$B = l_5 - (5 \div 10) = 60 - 10 = 50 \text{ mm} \quad (4.22)$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_k \cdot \beta}{360} \cdot B = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 70}{360} \cdot 0,6 = 21,99 \text{ cm}^2 \quad (4.23)$$



Слика 4.13 - Геометријске мере кочнице са две папуче са електро-хидрауличким подизачем механизма за кретање колица [4]

Полужни систем кочнице чине: две једнокраке полуке са зглобом везаним папучама; једна двокрака полука за чији крај је везана клипњача подизача; полука за везу са навртком. Крајеви полука су зглобно везани помоћу осовиница. Преносни однос полужја, као кинематске карактеристике кочнице износи:

$$i_k = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{190}{80} \cdot \frac{160}{40} = 9,5 \text{ koji se obično kreće u granicama 8-12.} \quad (4.24)$$

4.5.1 Прорачун силе кочења и избор *ELNY* подизача

Рачунски момент кочења са степеном сигурности кочнице $v_k = 2$:

$$M_k = v_k \cdot M_n \cdot \eta_m^2 = 2 \cdot 5,65 \cdot 0,9^2 = 9,153 \text{ Nm} \quad (4.25)$$

Степен корисности полужја кочнице [4]:

$$\eta_k = 0,9$$

Рачунска сила кочења:

$$F_k = \frac{M_K}{\mu_k \cdot i_k \cdot D_k \cdot \eta_k} = \frac{9,153}{0,35 \cdot 9,5 \cdot 0,16 \cdot 0,90} = 19,12 \text{ N} \quad (4.26)$$

На основу силе кочења усваја се хидраулични (*ELHY*) подизач:

EB 20/50 C12

са следећим карактеристикама: номинална кочиона сила у повратној опрузи $F_k = 130 \text{ N}$; сила подизача $F_p = 200 \text{ N}$; номинални ход: $h = 50 \text{ mm}$; висина подизача $H = l_{31} = 380 \text{ mm}$; маса подизача $10,7 \text{ kg}$; укупна маса кочнице $25,7 \text{ kg}$ [4].

4.5.2 Провера кочнице Ø 160 – ЕВ 20/50 С12

Стварна нормална сила на кочионом добошу:

$$F_N = F_k \cdot i_k \cdot \eta_k = 130 \cdot 9,5 \cdot 0,90 = 1111,5 \text{ N} \quad (4.27)$$

Статички кочиони момент:

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k = 1111,5 \cdot 0,35 \cdot 0,16 = 62,244 \text{ Nm} \quad (4.28)$$

Стварни степен сигурности:

$$v_k = \frac{M_k}{M_n \cdot \eta_m^2} = \frac{62,244}{5,65 \cdot 0,9^2} = 13,6 > S_{k \text{ doz}} = 2 \quad (4.29)$$

4.5.3 Провера кочионе облоге

Специфичан притисак:

$$P = \frac{F_N}{A_p} = \frac{1111,5}{21,99} = 50,54 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (4.30)$$

Критична брзина на ободу кочионог добоша:

$$V_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{EM}}{60} \cdot k = \frac{\pi \cdot 0,16 \cdot 930}{60} \cdot 1,1 = 8,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.31)$$

Топлотна карактеристика:

$$P \cdot V_k = 50,54 \cdot 8,57 = 433,13 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} < (P \cdot V_{kr})_{\text{doz}} = 500 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.32)$$

На основу овог приближног (топотног) прорачуна, закључује се да облога папуче задовољава.

4.6 Избор вертикалног редуктора

Избор редуктора се врши на основу снаге за дату погонску класу и преносног односа.

За погон кретања колица, преносни однос редуктора добија се из релације:

$$i_r = \frac{n_{EM}}{n_T} = \frac{930}{31,83} = 29,22 \quad (4.33)$$

За рачунску вредност преносног односа $i_r = 29,22$ и улазну номиналну снагу електромотора $P = 0,55 \text{ kW}$, улазног броја обртаја $n_e = 930 \text{ min}^{-1}$ и трећу погонску групу, усвајам:

ДВОСТЕПЕНИ ВЕРТИКАЛНИ РЕДУКТОР V2. 32.00/X - S MIN - НИШ

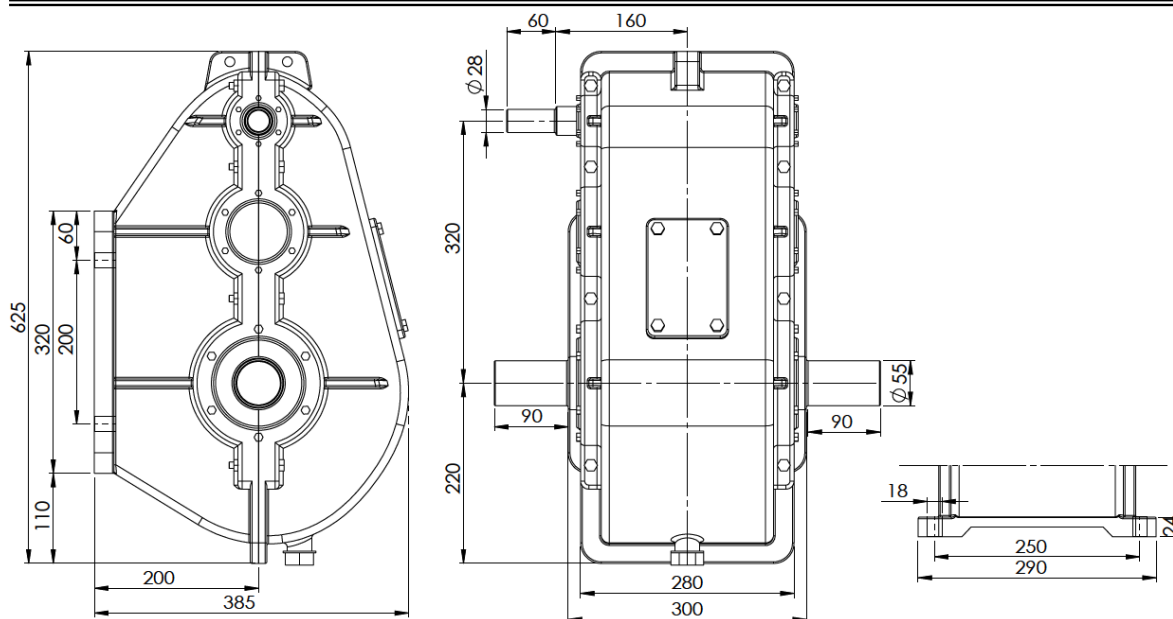
са следећим карактеристикама: номинална снага $P = 4 \text{ kW}$; стварни преносни однос $i_{stv} = 32$; број обртаја $n_r = 950 \text{ min}^{-1}$; пречник рукавца улазног вратила $d = 28 \text{ mm}$; максимални пречник рукавца излазног вратила $D = 55 \text{ mm}$; маса редуктора $G = 150 \text{ kg}$ [4].

Стварни број обртаја:

$$n_T = \frac{n_{EM}}{i_{st}} = \frac{930}{32} = 29,0625 \text{ min}^{-1} \quad (4.34)$$

Стварна брзина кретања колица

$$v_{K \text{ stv}} = \frac{\pi \cdot D_t \cdot n_T}{60} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 31,83}{60} = 0,333 \text{ m/s} = 19,99 \text{ m/min} \quad (4.35)$$



Слика 4.14 - Геометријске мере вертикалног редуктора 320 [4]

Одступање брзине:

$$W = \frac{(v_{K_{stv}} - v_K)}{v_K} \cdot 100\% = \frac{(19,99 - 20)}{20} \cdot 100\% = -0,05\% \quad (4.36)$$

Одступање брзине је у дозвољеним границама ± 8 .

4.7 Избор зупчасте спојнице

Ова спојница је у току рада изложена промењивом моменту увијања.

Укупан обртни момент на точковима:

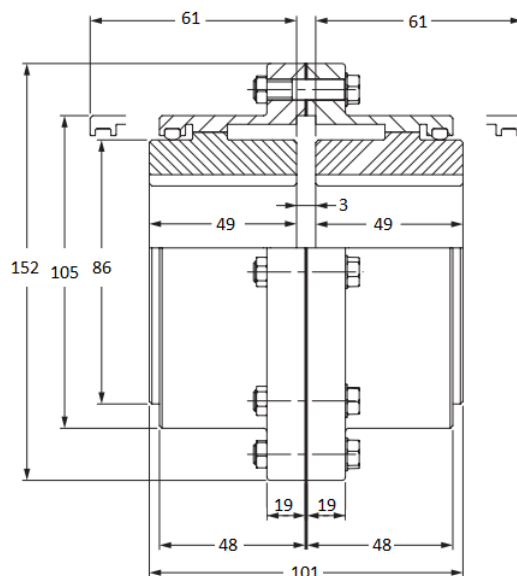
$$M_w = (F_{st} + F_{in}) \cdot \frac{D_t}{2} = (1436,4 + 871,55) \cdot \frac{0,2}{2} = 230,795 \text{ Nm} \quad (4.37)$$

Корективни фактор који зависи од врсте механизма [4].

$$k = 1,2$$

Момент устаљеног кретања (трајније оптерећење зупчасте спојнице и вртила):

$$M_{zs} = \frac{M_w}{2} \cdot k = \frac{230,795}{2} \cdot 1,2 = 138,48 \text{ Nm} \quad (4.38)$$



Слика 4.14 - Геометријске мере зупчасте спојнице [10]

Усваја се:

ДВОСТРУКА ЗУПЧАСТА СПОЈНИЦА ВЕЛИЧИНЕ 15 PREMI TRADE (ЗРЕЊАНИН)

са следећим карактеристикама: називни пречник креће се у границама од $d = 19 \div 60 \text{ mm}$; максимални обртни момент $M = 1893 \text{ Nm}$; маса спојнице $G = 9 \text{ kg}$ [10].

4.8 Провера ЕМ у периоду убрзања при дизању максималног терета

За проверу мотора у периоду убрзања користе се упрошћени еквивалентни динамички модели са једном масом, односно једним степеном слободе. Код оваквог модела занемарен је утицај еластичних сила и отпора пригушења, а вредности убрзања су константне.

Време убрзања за усвојено убрзање $a_u = 0,2 \text{ m/s}^2$:

$$t_u = \frac{v_D}{a_u} = \frac{0,333}{0,2} = 1,67 \text{ s} \quad (4.39)$$

Угаона брзина вратила ЕМ:

$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 930}{30} = 97,39 \text{ s}^{-1} \quad (4.40)$$

Максимални покретни момент:

$$M_m = \psi \cdot M_n = 2,5 \cdot 5,65 = 14,125 \text{ Nm} \quad (4.41)$$

Укупни момент отпора сведен на вратило ЕМ износи:

$$M'_{uk} = M'_{st} + M'_{in}{}^{tr'} + M'_{in}{}^{rot'} = \frac{F_{st} \cdot D_t}{2 \cdot i_r \cdot \eta_m} + \frac{(m_Q + m_k) \cdot D_t^2 \cdot \omega_{EM}}{4 \cdot t_u \cdot \eta_m \cdot i_r^2} + (1,1 \div 1,2) \cdot J \cdot \frac{\omega_{EM}}{t_u}$$

$$M'_{uk} = \frac{1436,4 \cdot 0,2}{2 \cdot 32 \cdot 0,9} + \frac{12702 \cdot 0,2^2 \cdot 97,38}{4 \cdot 1,67 \cdot 0,9 \cdot 32^2} + 1,1 \cdot 0,00142 \cdot \frac{97,38}{1,67} \quad (4.42)$$

$$M'_{uk} = 4,99 + 8,036 + 0,083$$

$$M'_{uk} = 13,109 \text{ Nm} \leq M_m = 14,125 \text{ Nm}$$

Из овога закључујемо да ће електромотор у периоду убрзања издржати оптерећење.

4.9 Провера погона на проклизавање

Проклизавање точкова колица настаје када је атхезиона сила (сила пријањања између погонских точкова и шине) мања од силе укупног отпора.

Сила укупног отпора:

$$F_{uk} = F_{st} + F_{in} = 1436,4 + 871,55 = 2308 \text{ N} \quad (4.43)$$

Укупна сила притиска на погонске точкове (на оба точка):

$$F_1 = \frac{Q + G_k}{2} = \frac{12500 + 4600}{2} = 17100 \text{ N} \quad (4.44)$$

Коефицијент трења клизања између точка и шине

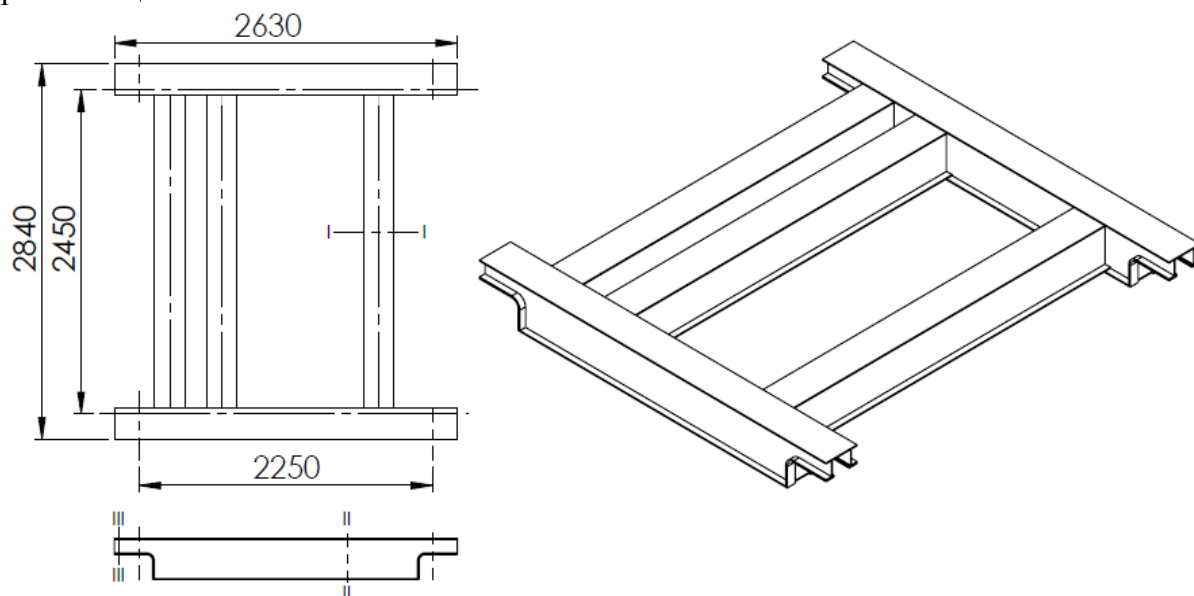
$$\mu_1 = 0,14 \quad (4.45)$$

Атхезиона сила:

$$F_{ath} = F_1 \cdot \mu_1 = 17100 \cdot 0,14 = 2394 \text{ N} > F_{uk} = 2308 \text{ N} \quad (4.46)$$

5. ПРОРАЧУН И ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ РАМА ДИЗАЛИЧНИХ КОЛИЦА

Геометрија рама колица је постављена тако да може да понесе сва оптерећења од корисног терета, сопствене тежине и свих механизма. Склопови погонских и слободних точкова су тако конструисани да се лако могу монтирати и демонтирати на рам колица.



Слика 5.1 - Конструкција рама колица

Рам колица састоји се од:

1. два главна (уздужна) носача
2. три попречна носача

Доказ напона код рама колица се врши за главне (уздужне) и попречне носаче, односно у пресецима: I-I, II-II, III-III.

Распон точкова је конструктивна величина која зависи од габарита елемената механизма за дизање терета. Оптимална вредност ове величине износи:

$$b = 2250mm \quad (5.1)$$

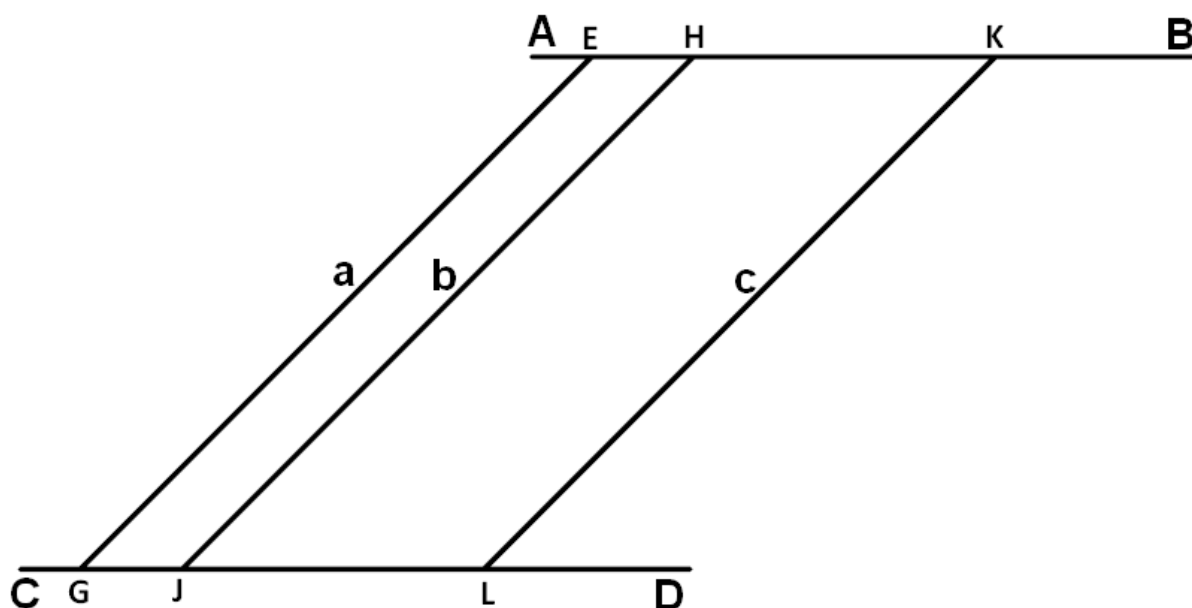
Растојање између главних уздужних носача рама колица износи:

$$l_1 = 2450mm \quad (5.2)$$

5.1 Оптерећење попречних и уздужних носача

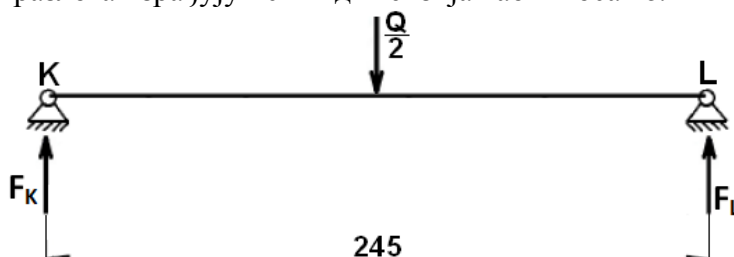
На слици 5.1 је приказана конструкцијско извођење рама (носеће конструкције) дизаличних колица, а на слици 5.2 његов поједностављен статички модел. Помоћу поједностављеног статичког модела, који представља конструкцију у којој се на месту чворова преносе само силе, али не и моменти биће извршено димензионисање носача [4].

Према приказаној шеми, занемарују се тежине елемената дизаличних колица и узимају се у обзир само силе које потичу од терета. Тачке *A*, *B*, *C*, *D* представљају места на којима се носива конструкција дизаличних колица ослања на точкове, праве *a*, *b* и *c* попречне носаче, а тачке *E*, *G*, *H*, *J*, *K*, *L* места спајања уздужних и попречних носача заваривањем.



Слика 5.2 - Поједностављен статички модел носеће конструкције дизаличних колица

Попречни носач с је оптерећенији од носача а и б јер он носи котур за изравњавање, а то значи да носи половину терета. Остали попречни носачи су мање оптерећенији, али се из практичних разлога израђују истих димензија као и носач с.



Слика 5.3 Оптерећење попречног носача с

Према препоруци Острића [11], ово оптерећење се увећава због повећања оптерећења услед погонске класе и због повећања оптерећења услед осцилација терета, што је узето у обзир корекционим коефицијентима.

Коефицијент повећања оптерећења услед погонске класе 3 износи [11]:

$$\gamma = 1,10 \quad (5.3)$$

Коефицијент повећања оптерећења услед осцилација терета за брзину кретања колица $v_k = 20 \text{ m/min}$ износи [11].

$$\psi = 1,2 \quad (5.4)$$

Постављањем једначине равнотеже за момент посматраног носача, одређује се реакција у ослонцу L:

$$\sum M_K = 0 \quad -\frac{Q}{2} \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 122,5 + F_L \cdot 245 = 0 \quad (5.5)$$

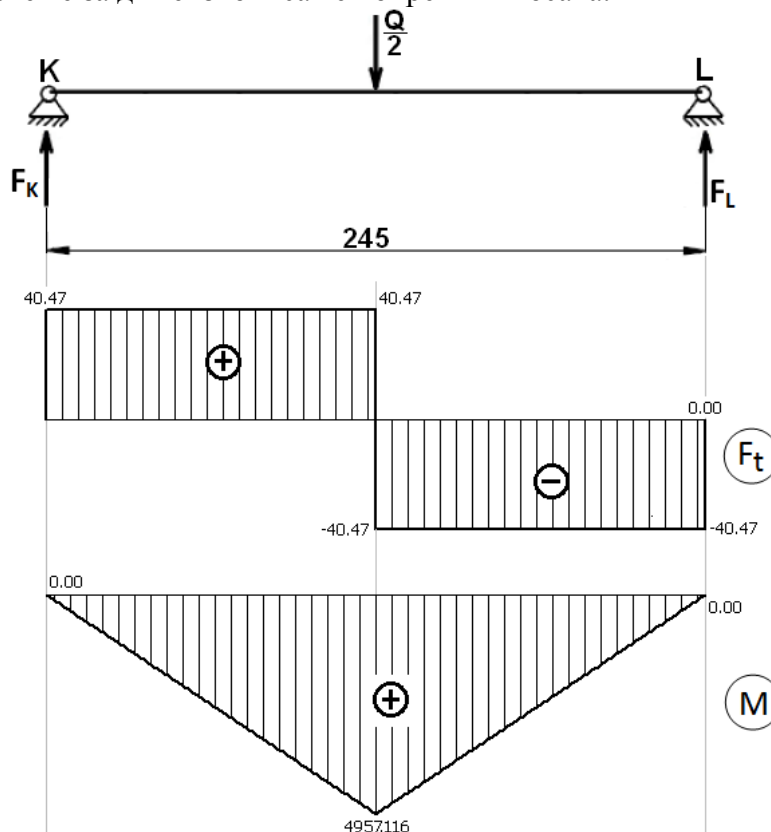
$$F_L = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 122,5}{245} = \frac{122,625}{245} \cdot 1,10 \cdot 1,2 \cdot 122,5 = 40,466 \text{ kN} \quad (5.6)$$

а из једначине равнотеже за силе одређује се преостала реакција у ослонцу K:

$$\sum F_i = 0 \quad F_K - \frac{Q}{2} \cdot \gamma \cdot \psi + F_L = 0 \quad (5.7)$$

$$F_K = \frac{Q}{2} \cdot \gamma \cdot \psi - F_L = \frac{122,625}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,2 - 40,466 = 40,466 \text{ kN} \quad (5.8)$$

Са статичког дијаграма увиђа се највећи момент и трансферзална сила који су меродавно оптерећење за димензионисање попречних носача.



Слика 5.4 - Статички дијаграм оптерећења попречног носача

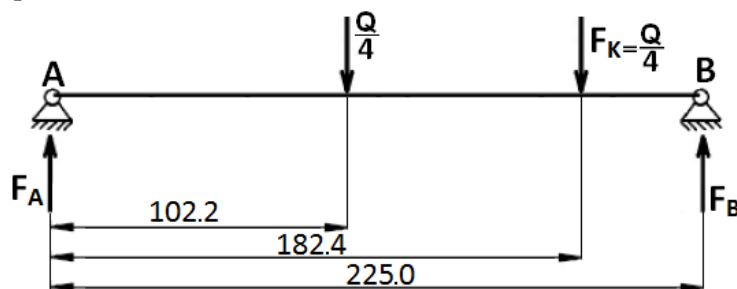
Највећа трансферзална сила у преску I-I:

$$F_{T,I} = 40,47 \text{ kN} \quad (5.9)$$

Највећи момент у преску I-I:

$$M_{S,I} = 4957,12 \text{ kN} \cdot \text{cm} \quad (5.10)$$

Поједностављен статички модел подразумева да су и оба уздужна носача једнако оптерећена, па ће с тога бити израђени истих димензија. Они носе другу половину терета која се дели на два једнака дела, али и прву половину јер су попречни носачи ослоњени на њих [4].



Слика 5.5 Оптерећење уздужног носача

Такође, и ова оптерећења се према препоруци Острића увећавају због повећања оптерећења услед погонске класе и због повећања оптерећења услед осцилација терета, што је узето у обзир већ поменутих корекционих коефицијентима [11].

Постављањем једначине равнотеже за момент посматраног носача, одређује се реакција у ослоњу A:

$$\sum M_A = 0 \quad \frac{Q}{4} \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 102,2 + \frac{Q}{4} \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 182,4 - F_B \cdot 225 = 0 \quad (5.11)$$

$$F_B = \frac{\frac{Q}{4} \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 102,2 + \frac{Q}{4} \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 182,4}{225} \quad (5.12)$$

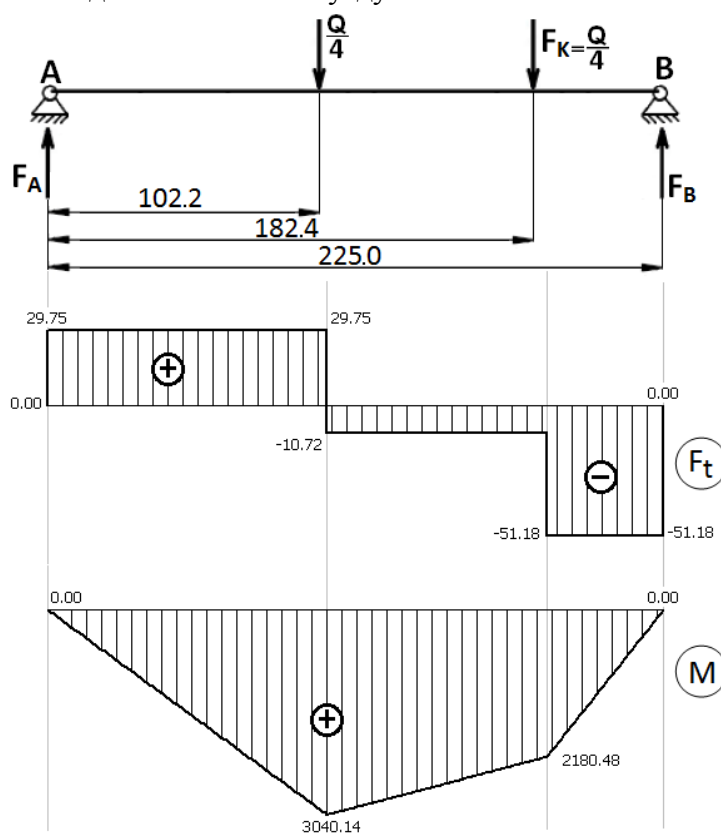
$$F_B = \frac{\frac{122,625}{4} \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 102,2 + \frac{122,625}{4} \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 182,4}{225} = 51,185 \text{ kN} \quad (5.13)$$

а из једначине равнотеже за силе одређује се преостала реакција у ослоњу A :

$$\sum F_i = 0 \quad F_A - \left(\frac{Q}{4} \cdot \gamma \cdot \psi \right) \cdot 2 + F_B = 0 \quad (5.14)$$

$$F_A = \left(\frac{Q}{4} \cdot \gamma \cdot \psi \right) \cdot 2 - F_B = \left(\frac{122,625}{4} \cdot 1,1 \cdot 1,2 \right) \cdot 2 - 51,185 = 29,747 \text{ kN} \quad (5.15)$$

Са статичког дијаграма увиђа се највећи момент и трансферзална сила који су меродавно оптерећење за димензионисање уздужног носача.



Слика 5.6 - Статички дијаграм оптерећења уздужног носача

Највећа трансферзална сила у пресеку II-II:

$$F_{T.II} = 51,185 \text{ kN} \quad (5.16)$$

Највећи момент у пресеку II-II:

$$M_{S.II} = 3040,14 \text{ kN} \cdot \text{cm} \quad (5.17)$$

Највећа трансферзална сила у пресеку III-III:

$$F_{T.III} = 51,185 \text{ kN} \quad (5.18)$$

Највећи момент у пресеку III-III:

$$M_{S.III} = F_B \cdot z = 51,185 \cdot 10,6 = 542,561 \text{ kN} \cdot \text{cm} \quad (5.19)$$

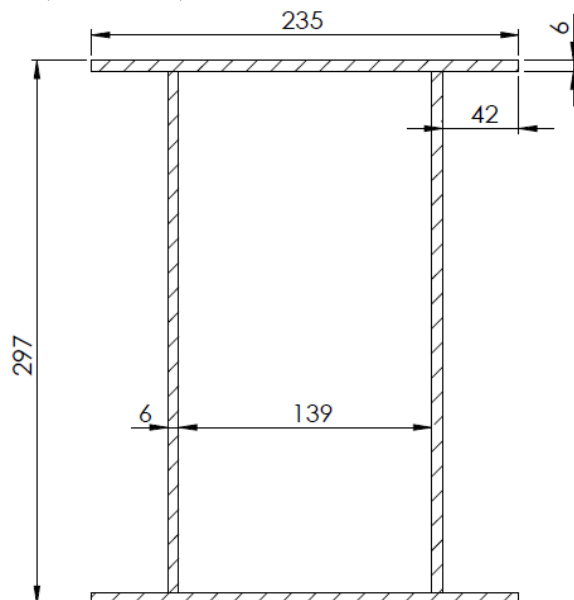
5.2 Геометрија и статичке величине

а) попречни пресек I-I

Аксијални момент инерције за осу x :

$$I_x = 2 \cdot D \cdot \delta_{\min} \cdot \left(\frac{H_2 - \delta_{\min}}{2} \right)^2 + 2 \frac{\delta_{\min} \cdot (H_2 - 2 \cdot \delta_{\min})^3}{12} \quad (5.20)$$

$$I_x = 2 \cdot 23,5 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{29,7 - 0,6}{2} \right)^2 + 2 \frac{0,6 \cdot (29,7 - 2 \cdot 0,6)^3}{12} = 8284,92 \text{ cm}^4 \quad (5.21)$$



Слика 5.7 - Попречни пресек I-I [11]

Статички моменти инерције за осу x у карактеристичним тачкама:

$$S_{x,1}^{ots} = 0 \text{ cm}^3 \quad (5.22)$$

$$S_{x,2}^{ots} = \delta \cdot \int_0^{\frac{D_1 + \delta}{2}} (D_1 + \delta) \cdot d_{s1} + \delta \cdot \int_0^{\frac{D - (D_1 + 2\delta)}{2}} (D_1 + \delta) \cdot d_{s2} \quad (5.23)$$

$$S_{x,2}^{ots} = \delta \cdot (D_1 + \delta) \cdot \frac{D}{2} = 0,6 \cdot (13,9 + 0,6) \cdot \frac{23,5}{2} = 102,23 \text{ cm}^3 \quad (5.24)$$

$$S_{x,3}^{ots} = S_{x,2}^{ots} + \delta \cdot \int_0^{D_1 + \delta} ((D_1 + \delta) - s) \cdot d_s = S_{x,2}^{ots} + \delta \cdot \left((D_1 + \delta)^2 - \frac{(D_1 + \delta)^2}{2} \right) \quad (5.25)$$

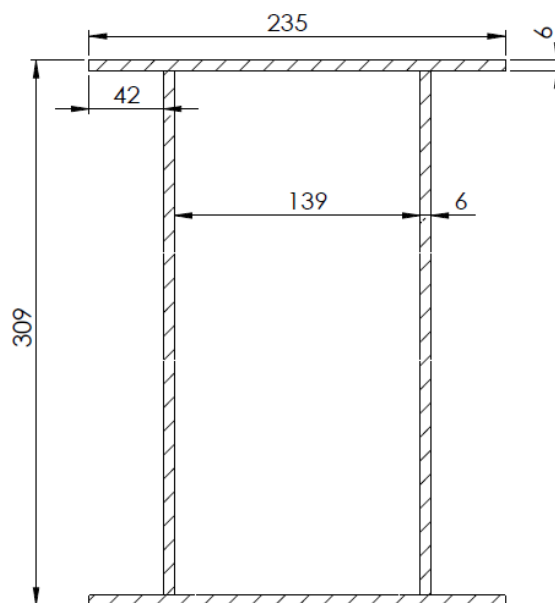
$$S_{x,3}^{ots} = 102,23 + 0,6 \cdot \left((13,9 + 0,6)^2 - \frac{(13,9 + 0,6)^2}{2} \right) = 165,31 \text{ cm}^3 \quad (5.26)$$

б) попречан пресек II-II

Аксијални момент инерције за осу x :

$$I_x = 2 \cdot D \cdot \delta_{\min} \cdot \left(\frac{H_2 - \delta_{\min}}{2} \right)^2 + 2 \frac{\delta_{\min} \cdot (H_2 - 2 \cdot \delta_{\min})^3}{12} \quad (5.27)$$

$$I_x = 2 \cdot 23,5 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{30,9 - 0,6}{2} \right)^2 + 2 \frac{0,6 \cdot (30,9 - 2 \cdot 0,6)^3}{12} = 8739,05 \text{ cm}^4 \quad (5.28)$$



Слика 5.8 - Попречни пресек II-II [11]

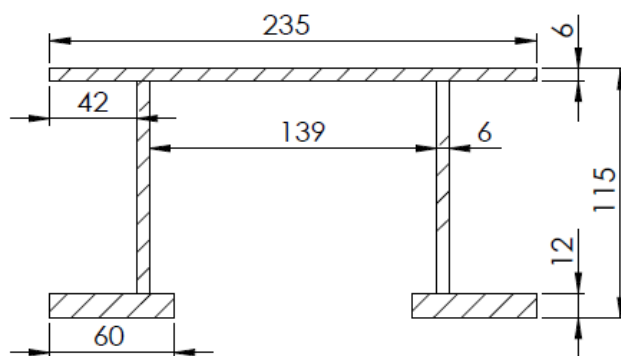
Статички моменти инерције за осу x у карактеристичним тачкама:

$$S_{x,1}^{ots} = 0 \text{ cm}^3 \quad (5.29)$$

$$S_{x,2}^{ots} = \delta \cdot \int_0^{\frac{D}{2}} \left(\frac{H_2 - \delta}{2} \right) \cdot d_s = \delta \cdot \frac{H_2 - \delta}{2} \cdot \frac{D}{2} = 0,6 \cdot \frac{30,9 - 0,6}{2} \cdot \frac{23,5}{2} = 106,80 \text{ cm}^3 \quad (5.30)$$

$$S_{x,3}^{ots} = S_{x,2}^{ots} + \delta \cdot \int_0^{\frac{H_2 - \delta}{2}} \left(\frac{H_2 - \delta}{2} - s \right) \cdot d_s = 106,80 + 0,6 \cdot \frac{\left(\frac{30,9 - 0,6}{2} \right)^2}{2} = 175,66 \text{ cm}^3 \quad (5.31)$$

ц) попречан пресек III-III



Слика 5.9 - Попречни пресек III-III [11]

Површина попречног пресека:

$$A_{III} = 2EF + 2G \cdot (D_\epsilon - F - H) + A \cdot H \quad (5.32)$$

$$A_{III} = 2 \cdot 6,0 \cdot 1,2 + 2 \cdot 0,6 \cdot (11,5 - 1,2 - 0,6) + 23,5 \cdot 0,6 = 40,14 \text{ cm}^2 \quad (5.33)$$

Положај тежишта у односу на осу x :

$$y_c = \frac{2 \cdot \left[EF \cdot \frac{F}{2} \right] + 2 \left[G(D_\epsilon - F - H) \cdot \left(\frac{D_\epsilon - F - H}{2} + F \right) \right] + \left[AH \cdot \left(D_\epsilon - \frac{H}{2} \right) \right]}{A_{III}} \quad (5.34)$$

$$y_c = \frac{2 \cdot \left[6,0 \cdot 1,2 \cdot \frac{1,2}{2} \right] + 2 \cdot \left[0,6 \cdot (11,5 - 1,2 - 0,6) \cdot \left(\frac{11,5 - 1,2 - 0,6}{2} + 1,2 \right) \right] + \left[23,5 \cdot 0,6 \cdot \left(11,5 - \frac{0,6}{2} \right) \right]}{40,14} \quad (5.31)$$

$$y_c = 5,90 \text{ cm} \quad (5.32)$$

Аксијални момент инерције за осу x :

$$I_x = 2 \cdot \left[(E \cdot F \cdot (y_c - \frac{F}{2})^2) \right] + \left[A \cdot H \cdot \left(D_\epsilon - y_c - \frac{H}{2} \right)^2 \right] + 2 \cdot \left[\left(\frac{G \cdot (D_\epsilon - H - F)^3}{12} + G \cdot (D_\epsilon - H - F) \cdot \left(y_c - \frac{D_\epsilon - H + F}{2} \right)^2 \right) \right] \quad (5.33)$$

$$I_x = 2 \cdot \left[\left(6 \cdot 1,2 \cdot \left(5,90 - \frac{1,2}{2} \right)^2 \right) \right] + \left[23,5 \cdot 0,6 \cdot \left(11,5 - 5,90 - \frac{0,6}{2} \right)^2 \right] + 2 \cdot \left[\left(\frac{0,6 \cdot (11,5 - 0,6 - 1,2)^3}{12} + 0,6 \cdot (11,5 - 0,6 - 1,2) \cdot \left(5,90 - \frac{11,5 - 0,6 + 1,2}{2} \right)^2 \right) \right] \quad (5.34)$$

$$I_x = 846,33 \text{ cm}^4 \quad (5.35)$$

Статички моменти инерције за осу x у карактеристичним тачкама:

$$S_{X,1}^{ots} = 0 \text{ cm}^3$$

$$S_{X,2}^{ots} = H \cdot \int_0^{\frac{A}{2}} \left(D_\epsilon - y_c - \frac{H}{2} \right) \cdot d_s = 0,6 \cdot \left(11,5 - 5,90 - \frac{0,6}{2} \right) \cdot \frac{23,5}{2} = 37,37 \text{ cm}^3 \quad (5.36)$$

$$S_{X,3}^{ots} = S_{X,2}^{ots} + H \cdot \int_0^{D - y_c - \frac{H}{2}} \left(\left(D_\epsilon - y_c - \frac{H}{2} \right) - s \right) \cdot d_s \quad (5.37)$$

$$S_{X,3}^{ots} = 37,37 + 0,6 \cdot \left(11,5 - 5,90 - \frac{0,6}{2} \right)^2 = 54,22 \text{ cm}^3 \quad (5.38)$$

$$S_{X,4}^{ots} = F \cdot \int_0^E \left(y_c - \frac{F}{2} \right) \cdot d_s = 1,2 \cdot \left(5,9 - \frac{1,2}{2} \right) \cdot 6 = 38,16 \text{ cm}^3 \quad (5.39)$$

$$S_{X,5}^{ots} = 0 \text{ cm}^3 \quad (5.40)$$

5.3 Докази напона

а) попречан пресек I-I

Аксијални отпорни моменти у карактеристичним тачкама:

$$W_{X1} = \frac{I_x}{y_1} = \frac{I_x}{\frac{H}{2}} = \frac{8284,92}{\frac{29,7}{2}} = 557,91 \text{ cm}^4 \quad (5.41)$$

$$W_{X2} = \frac{I_x}{y_2} = \frac{I_x}{D_1 + \frac{\delta}{2}} = \frac{8284,92}{13,9 + \frac{0,6}{2}} = 583,44 \text{ cm}^4 \quad (5.42)$$

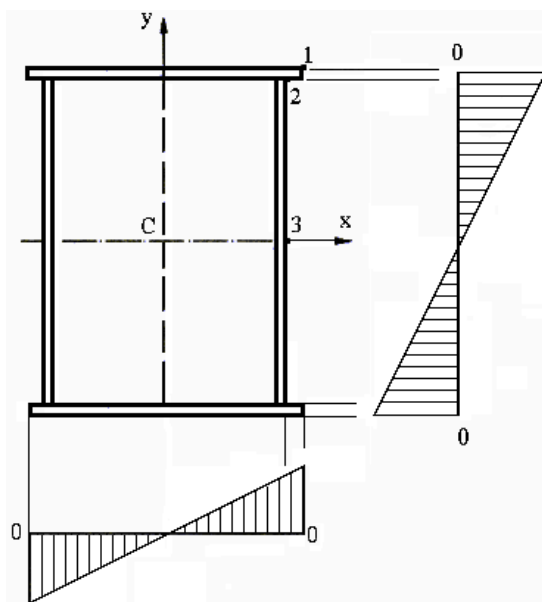
$$W_{X3} = 0 \text{ cm}^4 \quad (5.43)$$

Расподела нормалних напона је пропорционална промени координате у дуж контуре, јер је вредност момента савијања и момента инерције непромењива [11]. С тога, вредности нормалних напона за карактеристичне тачке износе:

$$\sigma_{z1} = \frac{M_{S,I}}{W_{x1}} = \frac{4957,12}{557,91} = 8,88 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.44)$$

$$\sigma_{z2} = \frac{M_{S,I}}{W_{x2}} = \frac{4957,12}{583,44} = 8,49 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.45)$$

$$\sigma_{z3} = 0 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.46)$$



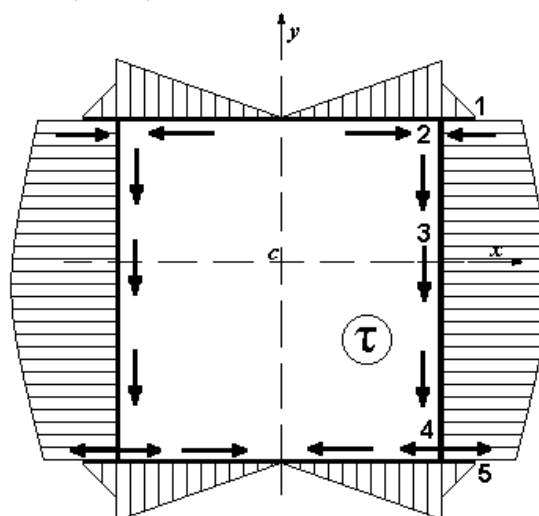
Слика 5.10 - Дијаграм расподеле нормалних напона у пресеку I-I

Расподела тангенцијалних напона услед трансферзалне силе је пропорционална, пошто је дебљина контуре константна на делу интеграције [11]. С тога, вредности ових напона за карактеристичне тачке износе:

$$\tau_1 = 0 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.47)$$

$$\tau_2 = \frac{F_{T,I} \cdot S_{x,2}^{ots}}{I_x \cdot \delta} = \frac{40,47 \cdot 102,23}{8284,92 \cdot 0,6} = 0,83 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.48)$$

$$\tau_3 = \frac{F_{T,I} \cdot S_{x,3}^{ots}}{I_x \cdot \delta} = \frac{40,47 \cdot 165,31}{8284,92 \cdot 0,6} = 1,34 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.49)$$



Слика 5.11 - Дијаграм расподеле тангенцијалних напона услед трансферзалне силе у пресеку I-I

Пошто је попречни носач изложен сложеним напрезањима, израчунава се упоредни напон који мора бити мањи од допуштеног напона. Вредност допуштеног напона за материјал Č0561 износи: $\sigma_{ui} \leq \sigma_{dop}^I = 24 \text{ kN} / \text{cm}^2$ [11].

$$\sigma_{u1} = \sqrt{\sigma_{z1}^2 + 3\tau_1^2} = \sigma_{z1} = 8,88 \text{ kN} / \text{cm}^2 \quad (5.50)$$

$$\sigma_{u2} = \sqrt{\sigma_{z2}^2 + 3\tau_2^2} = \sqrt{8,49^2 + 3 \cdot 0,83^2} = 8,61 \text{ kN} / \text{cm}^2 \quad (5.51)$$

$$\sigma_{u3} = \sqrt{\sigma_{z3}^2 + 3\tau_3^2} = \sqrt{3} \cdot \tau_3 = \sqrt{3} \cdot 1,34 = 2,32 \text{ kN} / \text{cm}^2 \quad (5.52)$$

Како је вредност упоредног напона мања од вредности допуштеног напона, димензије попречног носача задовољавају!

б) попречан пресек II-II

Аксијални отпорни моменти у карактеристичним тачкама:

$$W_{x1} = \frac{I_x}{y_1} = \frac{I_x}{\frac{H_2}{2}} = \frac{3145,36}{\frac{30,9}{2}} = 203,58 \text{ cm}^4 \quad (5.53)$$

$$W_{x2} = \frac{I_x}{y_2} = \frac{I_x}{\frac{H_2 - 2 \cdot H}{2}} = \frac{3145,36}{\frac{30,9 - 2 \cdot 0,6}{2}} = 211,81 \text{ cm}^4 \quad (5.54)$$

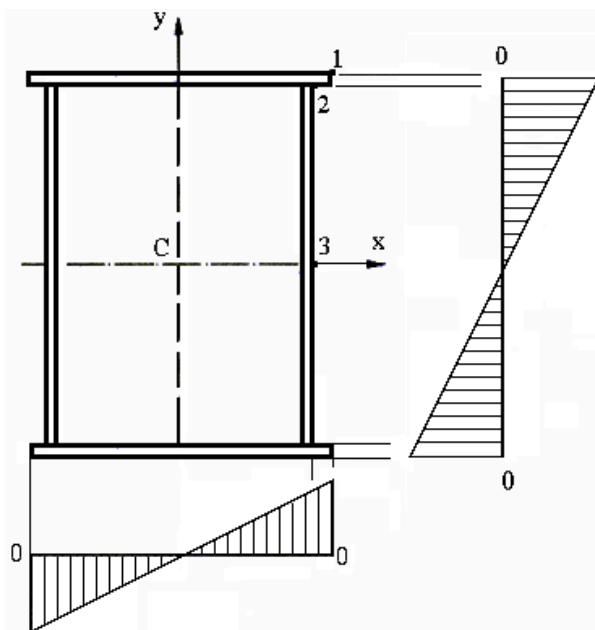
$$W_{x3} = 0 \text{ cm}^4 \quad (5.55)$$

Нормални напони услед савијања у карактеристичним тачкама:

$$\sigma_{z1} = \frac{M_{s,II}}{W_{x1}} = \frac{3040,14}{203,58} = 14,93 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \quad (5.56)$$

$$\sigma_{z2} = \frac{M_{s,II}}{W_{x2}} = \frac{3040,14}{211,81} = 14,35 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \quad (5.57)$$

$$\sigma_{z3} = 0 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \quad (5.58)$$



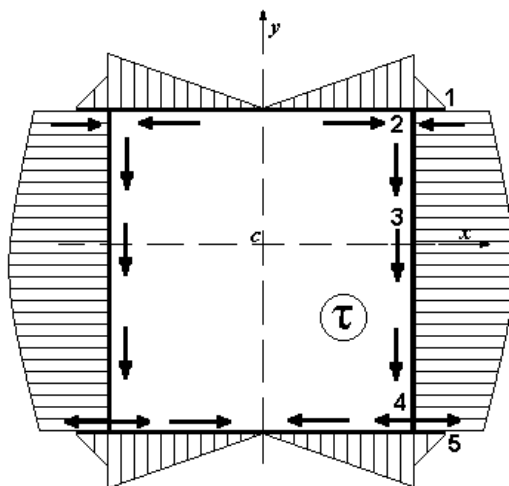
Слика 5.12 - Дијаграм расподеле нормалних напона у пресеку II-II

Тангенцијални напон услед трансферзалне силе у меродавним тачкама:

$$\tau_1 = 0 \text{ kN} / \text{cm}^2 \quad (5.59)$$

$$\tau_2 = \frac{F_{T,II} \cdot S_{X,2}^{ots}}{I_X \cdot \delta} = \frac{51,185 \cdot 106,80}{8739,05 \cdot 0,6} = 1,04 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.60)$$

$$\tau_3 = \frac{F_{T,II} \cdot S_{X,3}^{ots}}{I_X \cdot \delta} = \frac{51,185 \cdot 175,66}{8739,05 \cdot 0,6} = 1,71 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.61)$$



Слика 5.13 - Дијаграм расподеле тангенцијалних напона услед трансферзалне силе у пресеку II-II

Упоредни напон у меродавним тачкама:

$$\sigma_{u1} = \sqrt{\sigma_{z1}^2 + 3\tau_1^2} = \sigma_{z1} = 14,93 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.62)$$

$$\sigma_{u2} = \sqrt{\sigma_{z2}^2 + 3\tau_2^2} = \sqrt{14,35^2 + 3 \cdot 1,04^2} = 14,46 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.63)$$

$$\sigma_{u3} = \sqrt{\sigma_{z3}^2 + 3\tau_3^2} = \sqrt{3} \cdot \tau_3 = \sqrt{3} \cdot 1,71 = 2,96 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.64)$$

Како је вредност упоредног напона мања од вредности допуштеног напона $\sigma_{ui} \leq \sigma_{dop}^I = 24 \frac{kN}{cm^2}$, димензије попречног носача задовољавају!

а) попречан пресек III-III

Аксијални отпорни моменти у карактеристичним тачкама:

$$W_{X1} = W_{X2} = \frac{I_X}{y_1} = \frac{I_X}{\left(D_c - y_c - \frac{H}{2}\right)} = \frac{846,33}{\left(11,5 - 5,90 - \frac{0,6}{2}\right)} = 159,69 \text{ cm}^4 \quad (5.65)$$

$$W_{X3} = 0 \text{ cm}^4 \quad (5.66)$$

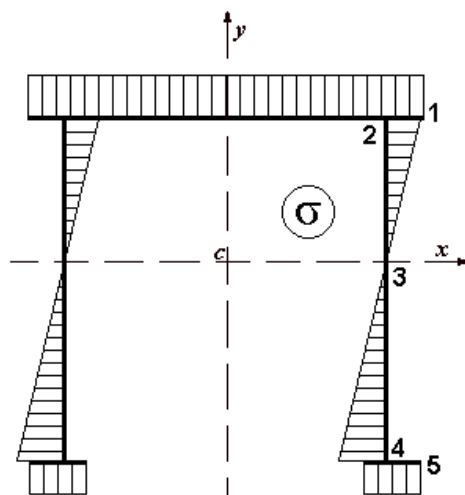
$$W_{X4} = W_{X5} = \frac{I_X}{y_4} = \frac{I_X}{\left(y_c - \frac{F}{2}\right)} = \frac{846,33}{\left(5,90 - \frac{1,2}{2}\right)} = 159,69 \text{ cm}^4 \quad (5.67)$$

Нормални напони услед савијања у карактеристичним тачкама:

$$\sigma_{z1} = \sigma_{z2} = \frac{M_{S,III}}{W_{X1}} = \frac{542,561}{159,69} = 3,38 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.68)$$

$$\sigma_{z3} = 0 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.69)$$

$$\sigma_{z4} = \sigma_{z5} = \frac{M_{S,III}}{W_{X4}} = \frac{542,561}{159,69} = 3,38 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.70)$$



Слика 5.14 - Дијаграм расподеле нормалних напона у пресеку III-III

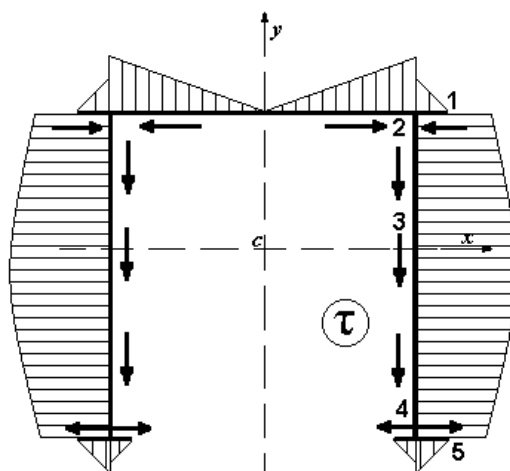
Тангенцијални напон услед трансферзалне силе у карактеристичним тачкама:

$$\tau_1 = \tau_5 = 0$$

$$\tau_2 = \frac{F_{T,III} \cdot S_{X,2}^{ots}}{I_X \cdot \delta} = \frac{51,185 \cdot 37,37}{846,33 \cdot 0,6} = 3,77 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.71)$$

$$\tau_3 = \frac{F_{T,III} \cdot S_{X,3}^{ots}}{I_X \cdot \delta} = \frac{51,185 \cdot 54,22}{846,33 \cdot 0,6} = 5,46 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.72)$$

$$\tau_4 = \frac{F_{T,III} \cdot S_{X,4}^{ots}}{I_X \cdot \delta} = \frac{51,185 \cdot 38,16}{846,33 \cdot 0,6} = 3,85 \frac{kN}{cm^2} \quad (5.73)$$



Слика 5.15 - Дијаграм расподеле тангенцијалних напона у пресеку III-III

Упоредни напон у карактеристичним тачкама:

$$\sigma_{u1} = \sqrt{\sigma_{z1}^2 + 3\tau_1^2} = \sigma_{z1} = 3,38 kN / cm^2 \quad (5.74)$$

$$\sigma_{u2} = \sqrt{\sigma_{z2}^2 + 3\tau_2^2} = \sqrt{3,38^2 + 3 \cdot 3,77^2} = 7,35 kN / cm^2 \quad (5.75)$$

$$\sigma_{u3} = \sqrt{\sigma_{z3}^2 + 3\tau_3^2} = \sqrt{3} \cdot \tau_3 = \sqrt{3} \cdot 5,46 = 9,46 kN / cm^2 \quad (5.76)$$

$$\sigma_{u4} = \sqrt{\sigma_{z4}^2 + 3\tau_4^2} = \sqrt{3,38^2 + 3 \cdot 3,85^2} = 7,48 kN / cm^2 \quad (5.77)$$

$$\sigma_{u5} = \sqrt{\sigma_{z5}^2 + 3\tau_5^2} = \sigma_{z5} = 3,38 kN / cm^2 \quad (5.78)$$

Како је вредност упоредног напона мања од вредности допуштеног напона $\sigma_{ui} \leq \sigma_{dop}^I = 24 kN / cm^2$, димензије попречног носача задовољавају!

6. 3D МОДЕЛ КОЛИЦА МОСНЕ ДИЗАЛИЦЕ

6.1 Програмски пакет SolidWorks 2013

CAD/CAM програми омогућавају креирање делова, склопова или целих производа који се затим на различите начине анализирају и тестирају "виртуелно" пре него што се било шта направи у стварности. Понављањем овог поступка све док се не добије решење задовољавајуће у сваком погледу, веома су унапређени брзина и квалитет пројектовања.

Данашњи ниво развоја CAD/CAM програма карактерише велики број програма различитих произвођача. Иако ови програми данас по својим карактеристикама и могућностима постају све сличнији међусобом, могућност ширег избора, често представља додатни проблем за опредељење инжењера. Који софтверски пакет је оптималан у датим технолошким условима, са аспекта техничких могућности које пружа корисницима, потребне хардверске платформе, цене лиценце и потребног нивоа информатичког знања као и начину на који се приступа и врши обликовање у CAD/CAM апликацијама је тешко одредити.

За CAD/CAM моделирање колица мосне дизалице, предходно прорачунатих, изабран је програмски пакет *SolidWorks 2013* који представља водећи светски CAD/CAM/CAE софтверски пакет.

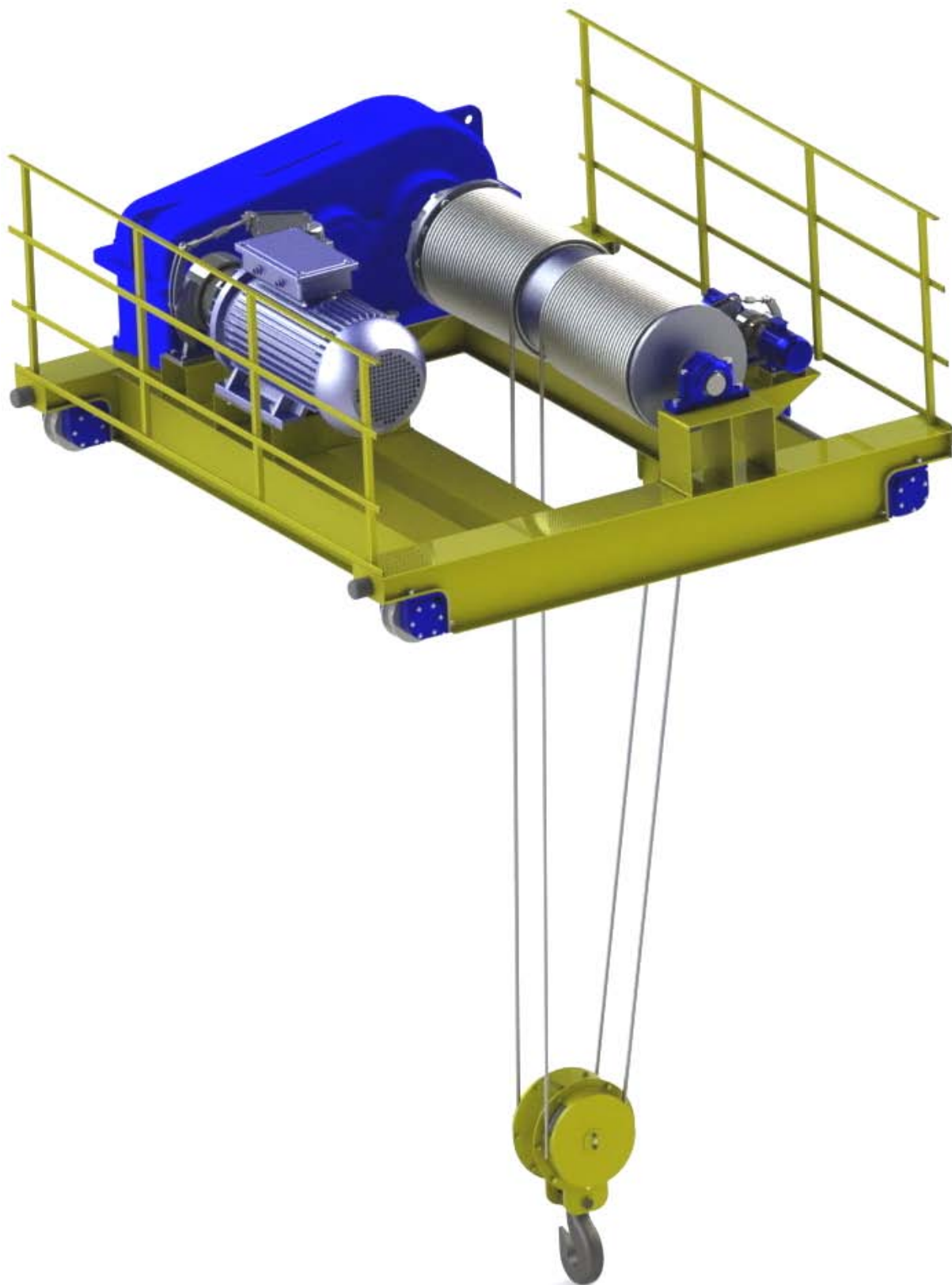
SolidWorks је само један од производа компаније *SolidWorks Corporation*, која је део групације *Dassault Systemes*. Он се користи у процесима развоја и пројектовања производа, конструкција, алата и технологије. Из 3D модела производа аутоматизованим поступком лако се долази до радионичких и склопних цртежа, који садрже ортогоналне пројекције, изометрике, пресеке, детаље, излазне спецификације и извештаје, као што су саставнице, листе делова и нормативи. *SolidWorks* се подједнако успешно користи за израду техничких упутстава, инструкција за монтажу, сервисирање и употребу. Симулације и прорачуни су додатна погодност која омогућава инжењерима да провере чврстоћу, деформације, кинематику и динамику покретних елемената, израчунају производну цену конструкције и одреде еколошки утицај производа [12].

Поред свега, *SolidWorks* служи и као платформски софтвер за бројне програме. То значи да се унутар прозора програма *SolidWorks* могу користити и други компатибилни програми, као што су [12]:

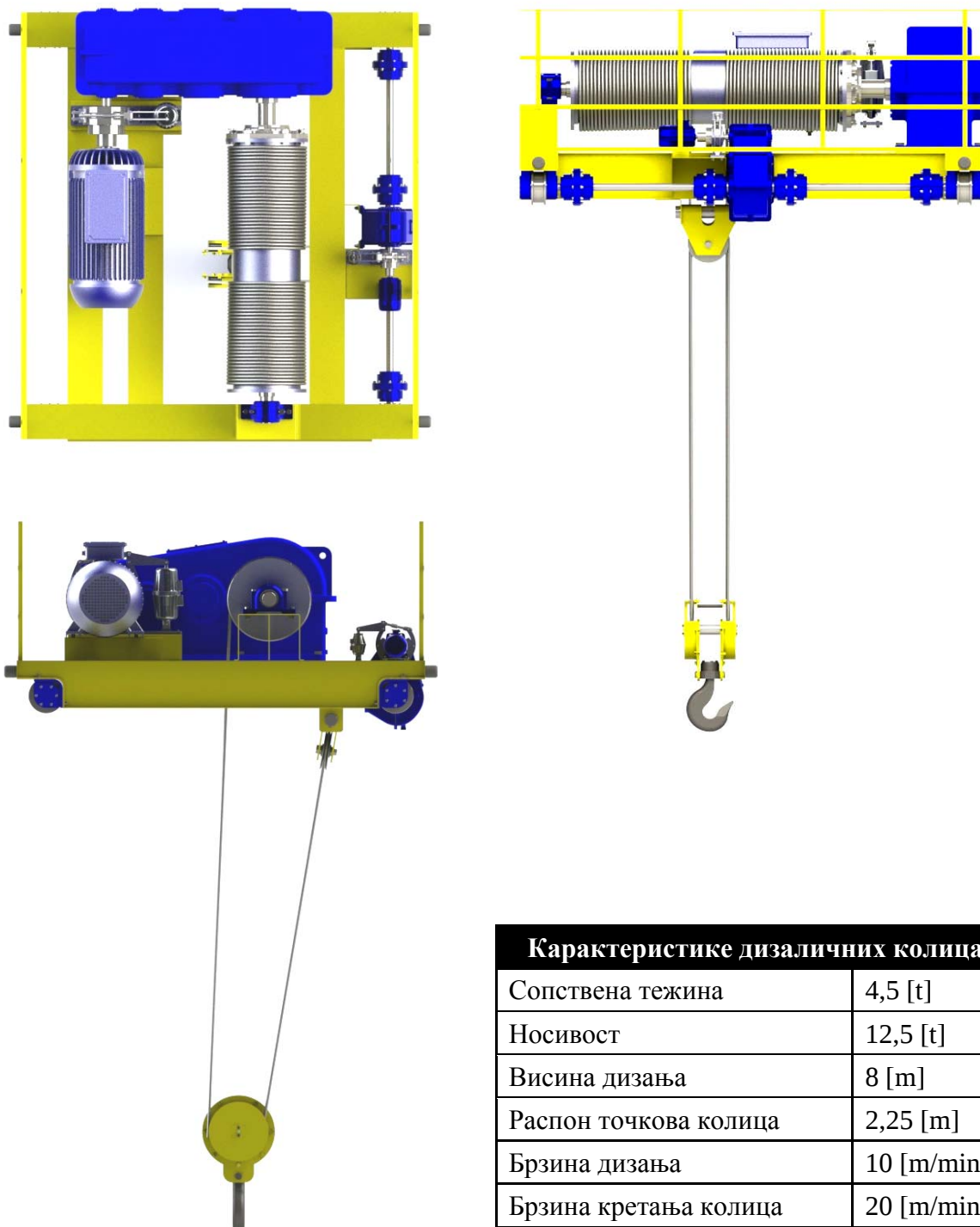
- | | |
|------------------------------|---------------------------|
| ❖ <i>SolidWorks Animator</i> | ❖ <i>FeatureWorks</i> |
| ❖ <i>COSMOS/Motion</i> | ❖ <i>eDrawings</i> |
| ❖ <i>Toolbox</i> | ❖ <i>SolidWorksPiping</i> |
| ❖ <i>PhotoWorks</i> | ❖ <i>COSMOS/Works</i> |
| ❖ <i>COSMOS/Flow</i> | ❖ <i>CAMWorks</i> |
| ❖ <i>Mold Base</i> | |

6.2 Приказ коначног решења

У наставку следи приказ коначног оптималног решења до којег се дошло након избора најпогоднијих стандардних компоненти за изабране варијанте извођења. Ремонт механизма израђених на овакав начин (коришћење стандардних компоненти) може бити знатно упошћен, а време његовог трајања скраћено.



Слика 5.2 - 3D модел дизаличних колица

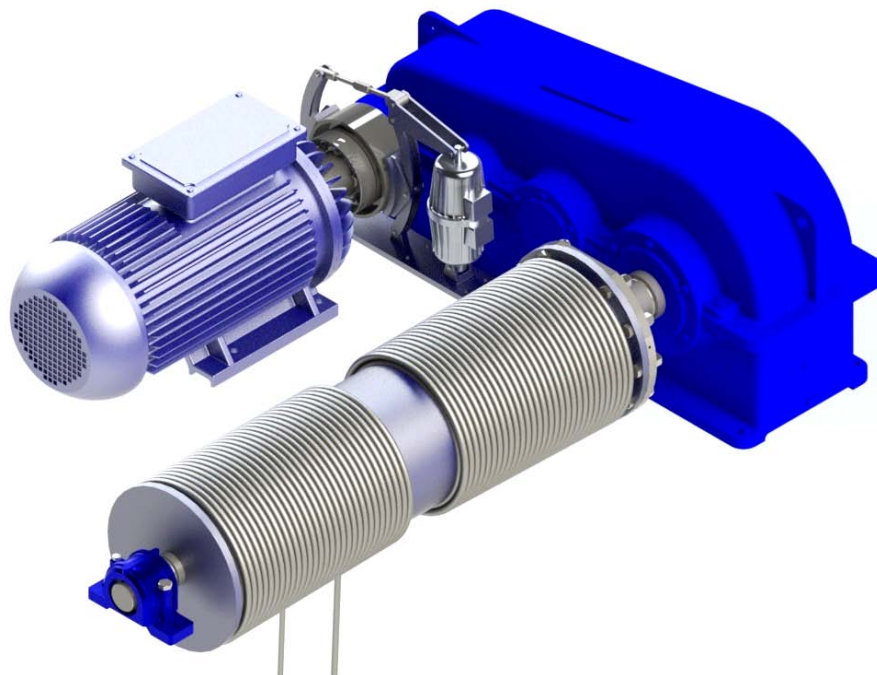


Карактеристике дизаличних колица	
Сопствена тежина	4,5 [t]
Носивост	12,5 [t]
Висина дизања	8 [m]
Распон точкова колица	2,25 [m]
Брзина дизања	10 [m/min]
Брзина кретања колица	20 [m/min]

Слика 5.3 - Ортогоналне пројекције дизаличних колица

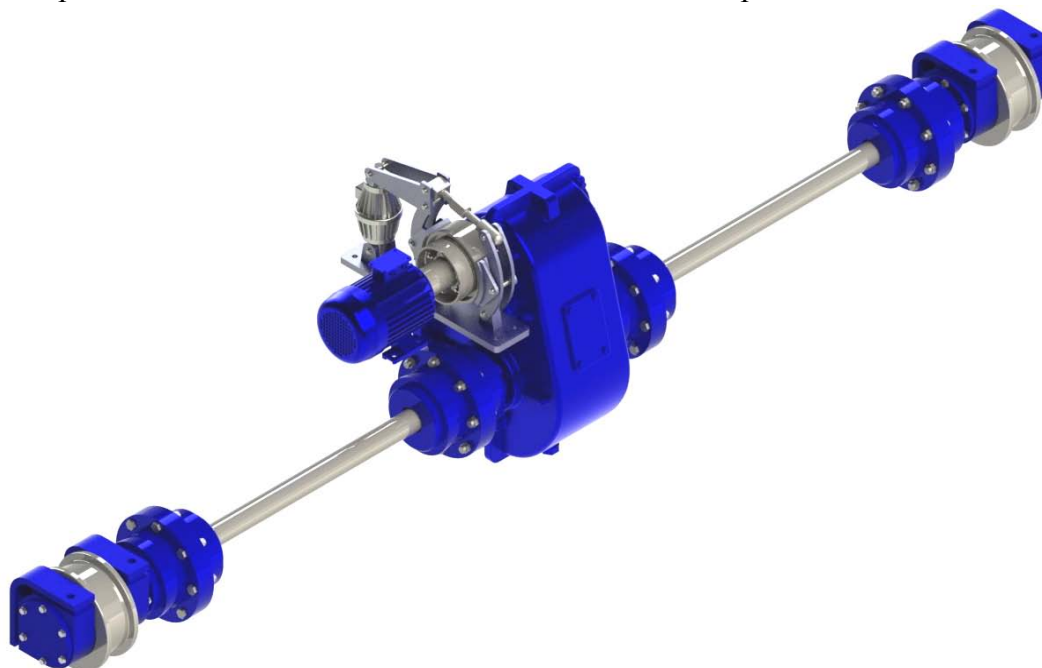
Механизам за подизање терета се састоји од електромотора "Север" Суботица снаге 33kW са $80 \div 120$ укључења по часу, који је повезан преко трансмисионог вратила са хоризонталним тростепеним редуктором "С Мин" Ниш, преносног односа 71. Еластична спојница пречника $\varnothing 400\text{mm}$ спаја уметнуто трансмисионо вратило електромотора са улазним вратилом у редуктор, а користи се као кочиони добош кочице са две папуче која се активира преко електрохидрауличког подизача "ELHY" EB50/50 C32. Излазно вратило редуктора је повезано зупчастом спојницом са добошем пречника $\varnothing 450\text{mm}$ на који се намотава уже 16x19 пречника 20mm, претварајући обртно

кретање механизма за дизање у транслаторно. За захватање терета користи се једнокрака кука, а како би се смањио преносни однос између електромотора и добоша, и сила у ужету користи се двојна катурача.

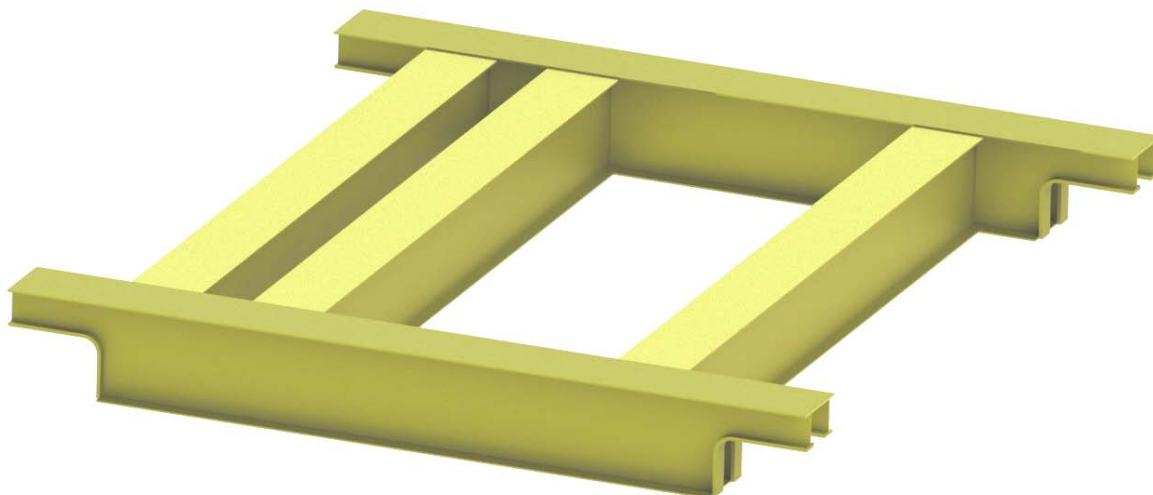


Слика 5.4 - Механизам за подизање терета

Механизам за премештање колица се састоји од електромотора "Север" Суботица снаге 550W, који је повезан преко трансмисионог вратила са вертикалним двостепеним редуктором "С Мин" Ниш, преносног односа 32. Еластична спојница пречника Ø160mm спаја уметнуто трансмисионо вратило електромотора са улазним вратилом у редуктор, а користи се као кочиони добош кочнице са две папуче која се активира преко електрохидрауличног подизача "ELHY" ЕВ 20/50 С12. Излазна вратила редуктора су преко двоструких зупчастих спојница величине 15 и трансмисионих вратила пречника Ø55mm повезана са два погонска точка пречника Ø200mm.

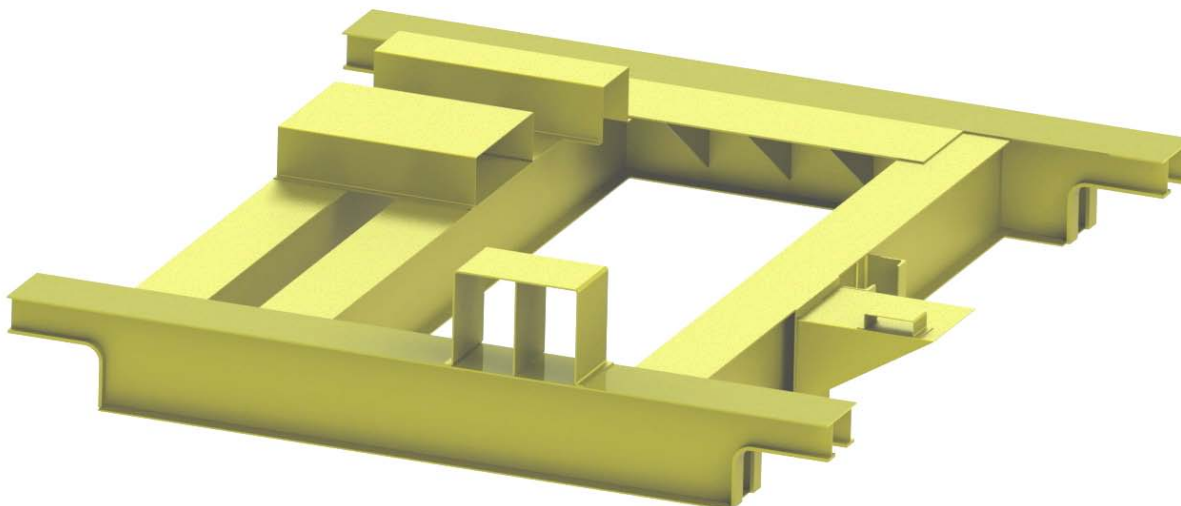


Слика 5.5 - Механизам за померање колица



Слика 5.6 - Носећа конструкција рама дизаличних колица

Рам дизаличних колица састављен је од затворених лимених кутијастих носача израђених заваривањем лимова дебљине 6mm угаоним шавовима. Све компоненте колица је потребно чврсто везати за носећу конструкцију и обезбедити их од евентуалних померања у односу на ослоначку површину пасованим завртњевима. Пошто се висине вратила компоненти колица у односу на сопствена стопе не налазе у истој висини, за рам дизаличних колица су заварена додатна постоља, различитих висина, израђена савијањем лимова. Висину осе вратила у односу на рам дизаличних колица одредио је хоризонтални редуктор.



Слика 5.7 - Носећа конструкција рама дизаличних колица са додатним постољима

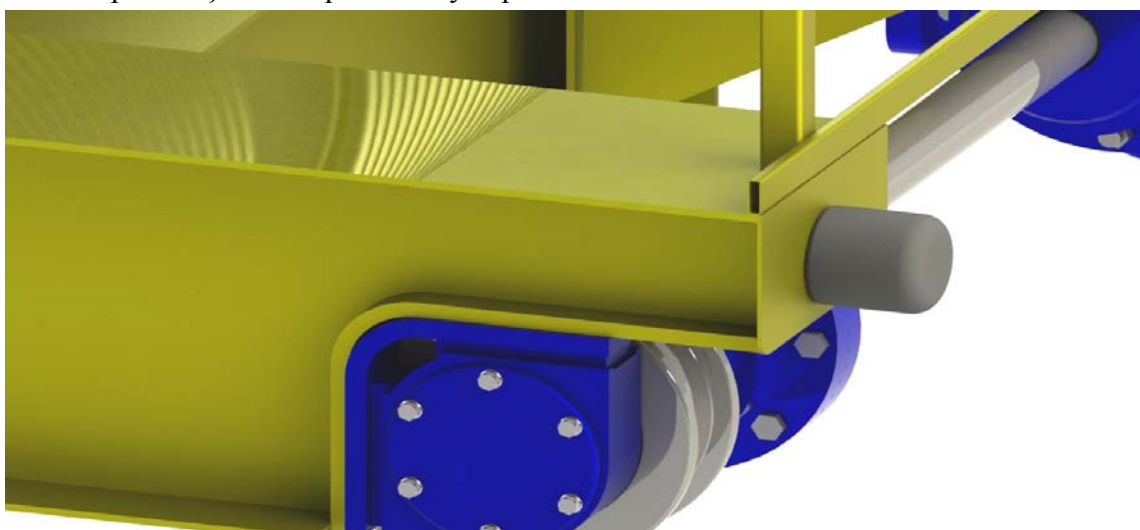
Редуктор механизма за подизање терета се поставља/монтира у хоризонтални положај. Подна конструкција мора бити равна, без вибрација и отпорна на увијање. Да би се то остварило, додата је посебна плоча лима дебљине 6mm како би се изједначила висина уздужног и попречног носача на месту редуктора, и како би се обезбедило фиксирање стопе редуктора са свих 8 завртњева. Са доње стране плоче, заварена су три укрућења како би се додатно обезбедила стабилност рама на месту редуктора услед његове велике тежине.

На супротној страни од редуктора обезбеђено је ослањање лежишта добоша и то тако да се без већих напора може остварити спајање завртњевима. То је извршено савијањем лима дебљине 8mm који је на средини ојачан вертикалним лимом.



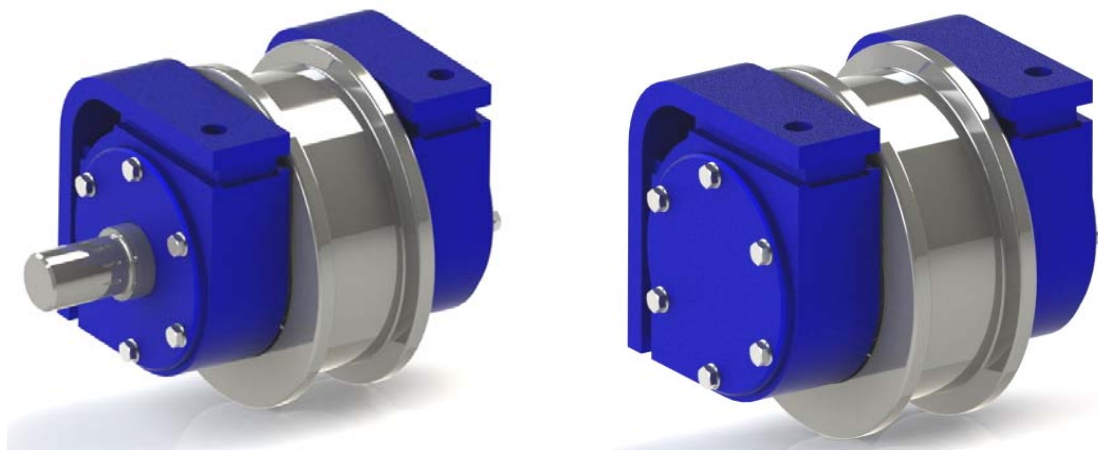
Слика 5.8 - Котур за изравњавање

Код механизма за подизање терета неопходно је уградити изравњавајући котур јер он смањује силу затезања ужета, смањује момент терета на добошу и смањује вучну силу механизма за дизање терета. Састоји се од котура пречника Ø250mm који је смештен у носећи лим, а носећом осовином, осигураном сегер осигурачима, и носачима (лима дебљине 8mm савијеног у L профил) се спаја за рам дизаличних колица. Оваквим начином причвршћивања котура за изравњавање омогућено је његово заокретање, односно прилагођавање при качењу терета.



Слика 5.9 - Одбојници са еластичном облогом од гуме

Ударне површине уздужних носача колица су опремљене одбојницима са еластичном облогом од гуме. Њихова улога је заштита колица у случају отказивања крајњих искључивача.



Слика 5.10 Погонски и слободни точкови

У току рада точкови су изложени хабању и долази до оштећења површина које су у додиру са шином. При томе, одступање пречника точка од нормалног пречника не треба да буде веће од $0,005 \cdot D_t$ (где је D_t - номинални пречник точка). Хабање ободница точкова не сме бити веће од 40% од првобитне њихове дебљине.

Точкови чије су се димензије промениле више од поменутих норми морају се заменити или дорадити наваривањем слоја материјала, а затим обрадом брушењем и термичком обрадом вратити у првобитно стање.

Зато је при конструисању дизаличних колица потребно омогућити лаку монтажу и демонтажу точкова. То је учињено завртњевива са округлом и конусном главом М18.

ЗАКЉУЧАК

Дизалице у току транспортавања терета до одређеног места морају да изврше низ операција - покрета, помоћу више различитих механизма уграђених на њих.

Сваки дизалични механизам представља посебан функционални систем израђен од компоненти и елемената, као што су: мотори, спојнице, кочнице, редуктори, добоши, погонски точкови, захватни уређаји и др.

Принцип градње механизма се заснива на систему унифицираних, типизираних или стандардизованих компоненти. Због тога се при пројектовању најчешће рад конструктора своди на избор најпогоднијих стандардних компоненти за стварање оптималног решења са конструктивне, технолошке и експлоатационе тачке гледишта.

При пројектовању дизаличних колица и њених механизма долазе до изражаја сви они утицаји који проистичу из међусобне повезаности структурних елемената и компоненти у једну функционалну целину.

Из ових разлога, пројекат дизаличних колица, као и целе дизалице садржи неколико фаза, које морају синхронизовано да се спроводе, а пројектовање посебно сваког дизаличног механизма захтева следећи редослед:

- ❖ избор и систематизација полазних (задатих) параметара и карактеристика, специфичних за сваки механизам;
- ❖ избор шеме механизма (анализа неколико прихватљивих варијанти и усвајање оптималног решења);
- ❖ разрада идејне варијанте механизма према најпогоднијој шеми;
- ❖ редослед прорачуна, избор и провера одговарајућих структурних елемената и компоненти у циљу стварања радионичке документације.

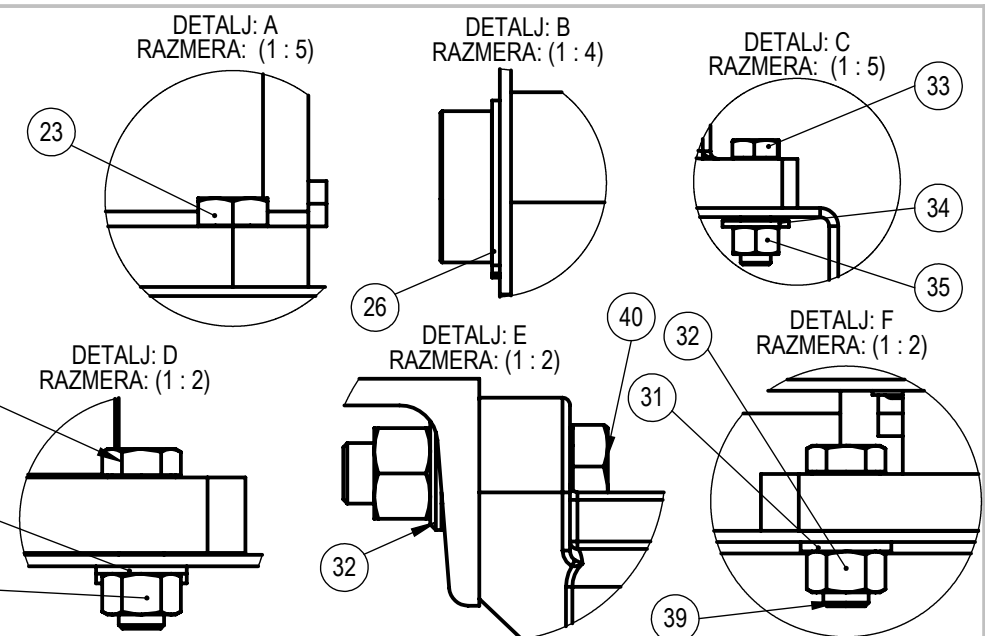
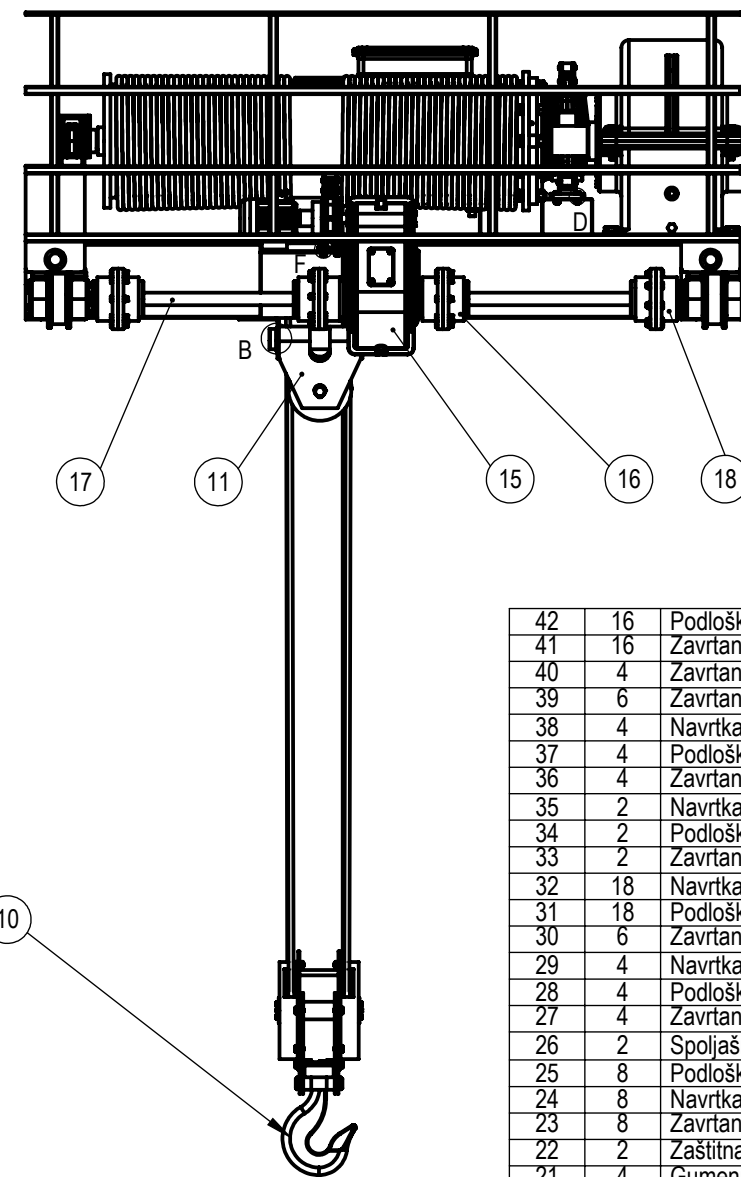
Радионичка документација (диспозициони, склопни и радионички цртежи) чини потпуну техничко-технолошку документацију, на основу које се врши избор материјала за израду рама и других нестандартних делова, као и монтажа дизаличних колица.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, *Транспортне машине - Практикум*, Ниш, 1988.
2. М. Сретеновић, *Механизација претовара - претоварне машине и пројектовање претоварних процеса*, Универзитетски уџбеници, Београд, 1996.
3. Д. Острић, С. Тошић, *Дизалице*, Машински факултет, Центар за механизацију, Београд, 2005.
4. Н. Милорадовић, Р. Вујанац, *Мосна дизалица – Упутство за пројектни задатак*, Крагујевац, 2006.
5. Драгутин Шчап, *Транспортни уређаји (Преносила и дизала)*, Загреб, 2004.
6. Драгутин Шчап, *Транспортни уређаји - Подлога за конструкцију и прорачун*, Загреб, 1990.
7. Каталог кућишта лежаја *FAG Kugelfischer AG & Co. KG*, 2015.
8. Каталог електромотора *Север* Суботица, 2015.
9. Сава М. Дедијер, *Транспортни уређаји (Дизалице и преносилице)*, Сарајево, 1976.
10. Каталог СКФ зупчастих спојница *PREMI TRADE* Зрењанин, 2015.
11. Д. Острић, *Дизалице*, Машински факултет, Београд, 1992.
12. Солид воркс матична страница: www.solfins.com, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
13. Демаг мосне дизалице: www.demagcranes.us/cms/site/us/overhead-traveling-cranes, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
14. Историја компаније Морган Енциниринг: www.morganengineering.com/company.php, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
15. Кранови и опрема *Whiting Corporation*: www.whitingcorp.com, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
16. www.ashokagears.net, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
17. www.ipfonline.com, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
18. www.nucleoncrane.com, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
19. www.bridon.com, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
20. www.hak.com.pl, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.
21. www.kor-pak.com, приступљено од 01.06.2015. до 10.09.2015.

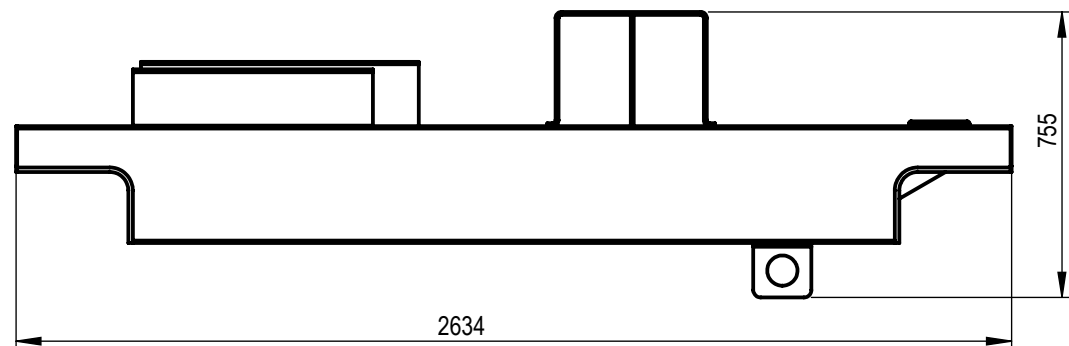
ПРИЛОГ

- Техничка документација -

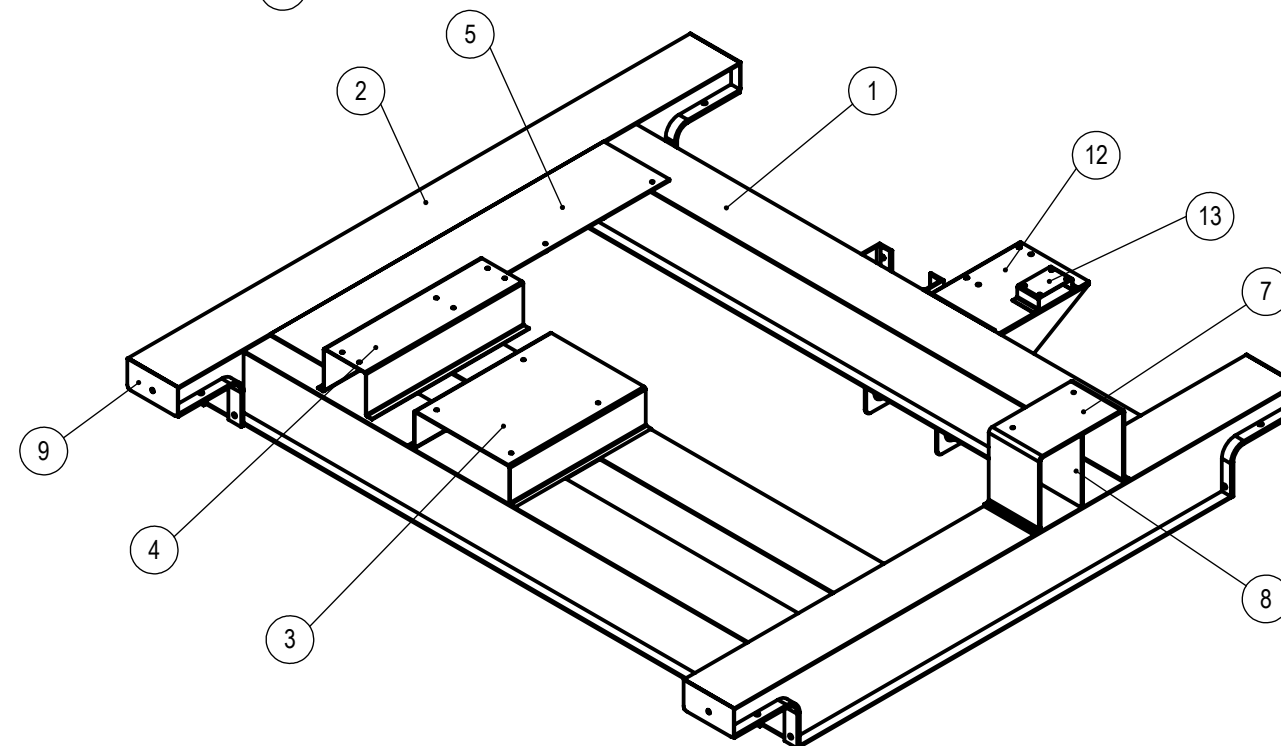
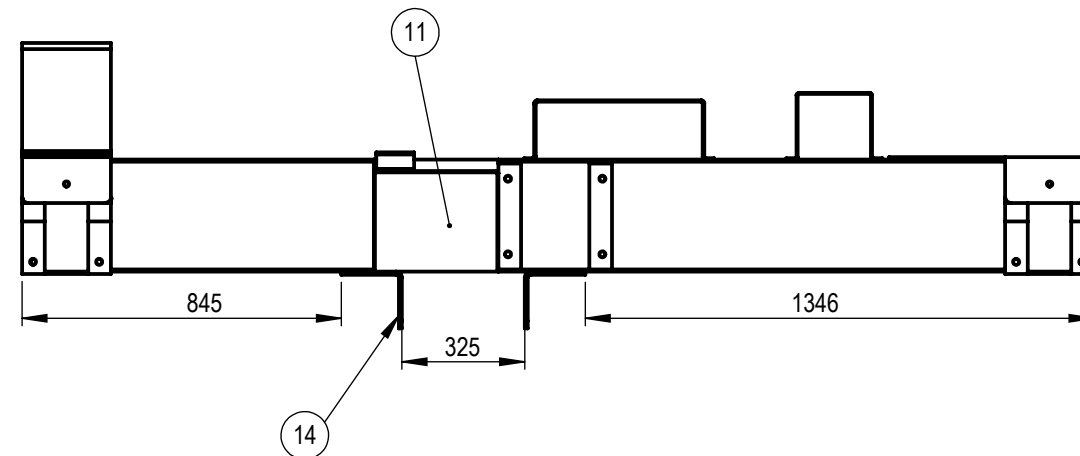
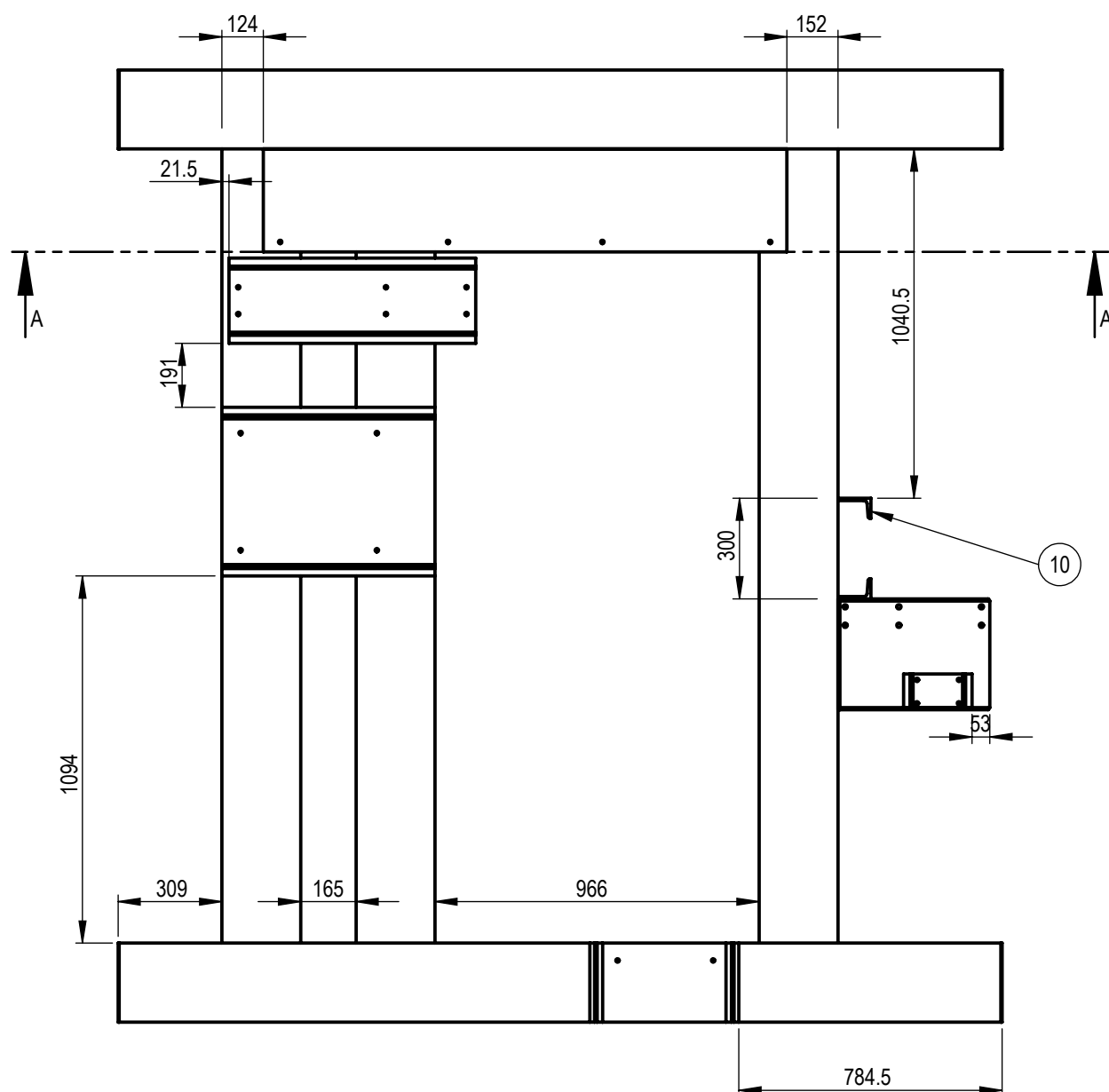
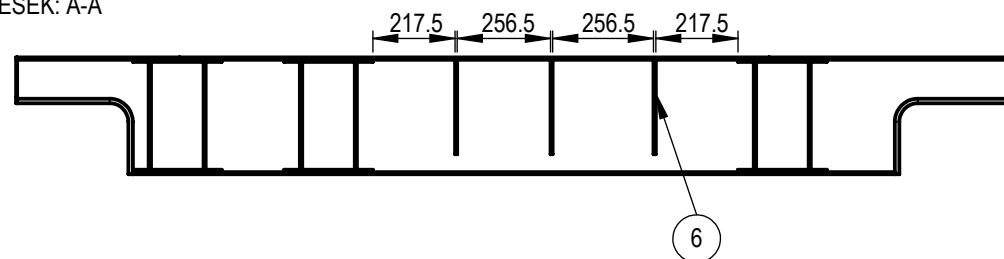


42	16	Podloška elastična M16	SRPS M.B2.110	
41	16	Zavrtanj sa okruglom i konusnom glavom M16x80	SRPS M.B1.120	
40	4	Zavrtanj sa šestougaonom glavom M12x60	SRPS M.B1.050	
39	6	Zavrtanj sa šestougaonom glavom M12x35	SRPS M.B1.050	
38	4	Navrtka samokočiva M10	SRPS M.B1.600	
37	4	Podloška elastična M10	SRPS M.B2.110	
36	4	Zavrtanj sa šestougaonom glavom M10x30	SRPS M.B1.050	
35	2	Navrtka samokočiva M20	SRPS M.B1.600	
34	2	Podloška elastična M20	SRPS M.B2.110	
33	2	Zavrtanj sa šestougaonom glavom M20x70	SRPS M.B1.050	
32	18	Navrtka samokočiva M12	SRPS M.B1.600	
31	18	Podloška elastična M12	SRPS M.B2.110	
30	6	Zavrtanj sa šestougaonom glavom M12x40	SRPS M.B1.050	
29	4	Navrtka samokočiva M24	SRPS M.B1.600	
28	4	Podloška elastična M24	SRPS M.B2.110	
27	4	Zavrtanj sa šestougaonom glavom M24x90	SRPS M.B1.050	
26	2	Spoljašnji uskočnik $\varnothing 55$	SRPS M.C2.402	
25	8	Podloška elastična M30	SRPS M.B2.110	
24	8	Navrtka samokočiva M30	SRPS M.B1.600	
23	8	Zavrtanj sa šestougaonom glavom M30x80	SRPS M.B1.050	
22	2	Zaštitna ograda		
21	4	Gumeni odstojnik		
20	2	Slobodan točak $\varnothing 200$	SRPS M.C1.111	
19	2	Pogonski točak $\varnothing 200$	SRPS M.C1.110	
18	2	Dvostruka zupčasta spojnica veličine 15		
17	2	Transmisiono vratilo $\varnothing 55\text{mm}$		
16	2	Dvostruka zupčasta spojnica veličine 15		
15	1	Vertikalni reduktor V2. 32.00/X		
14	1	Kočnica meh. za kretanje sa elektrohidrauličkim podizačem		
13	1	Elastična spojnica $\varnothing 160\text{mm}$	SRPS M.C1.516	
12	1	Elektromotor mehanizma za kretanje ZK 80 B-6		
11	1	Podsklop izravnavajućeg kotura		
10	1	Donja koturača sa kukom veličine 7	SRPS M.41.146	
9	1	Uže $\varnothing 20$	SRPS C.H1.072	
8	1	Ležište doboša		
7	1	Doboš	SRPS M.D1.070	
6	1	Zupčasta spojnica za vezu reduktora i doboša		
5	1	Horizontalni reduktor H3. 106.00/VI		
4	1	Kočnica meh. za dizanje terata sa elektrohidrauličkim podizačem		
3	1	Elastična spojnica $\varnothing 400\text{mm}$	SRPS M.C1.516	
2	1	Elektromotor mehanizma za dizanje ZPD 250 MK-6		
1	1	Ram dizaličnih kolica		
Poz.	Kom	Naziv	Standard izabrane karakteristike	Primedba

Poz.		Kom		Naziv			Standard izabrane karakteristike		Primedba	
Dimenzije materijala:				Standard materijala:			Masa:		Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv DIZALIČNA KOLICA NOSIVOSTI 12.5t		List: 1	
				Obradio					Format: A3	
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj:			
							DK.100000			

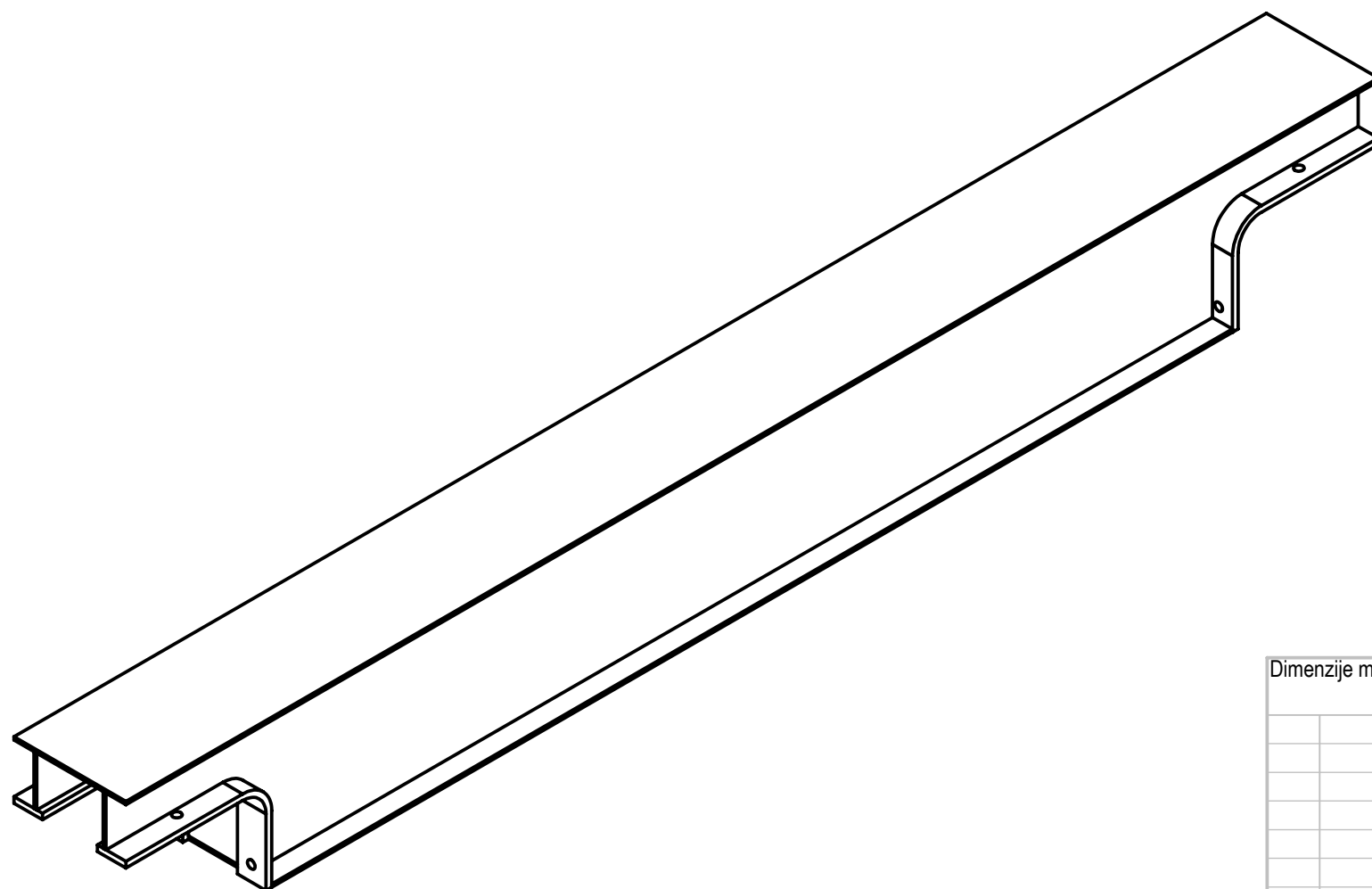
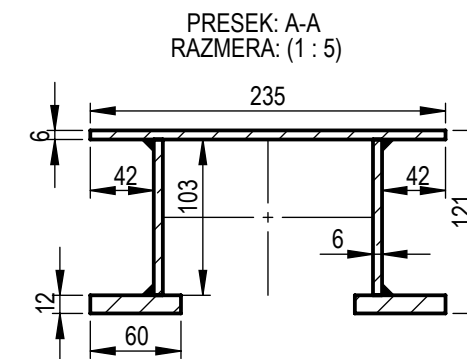
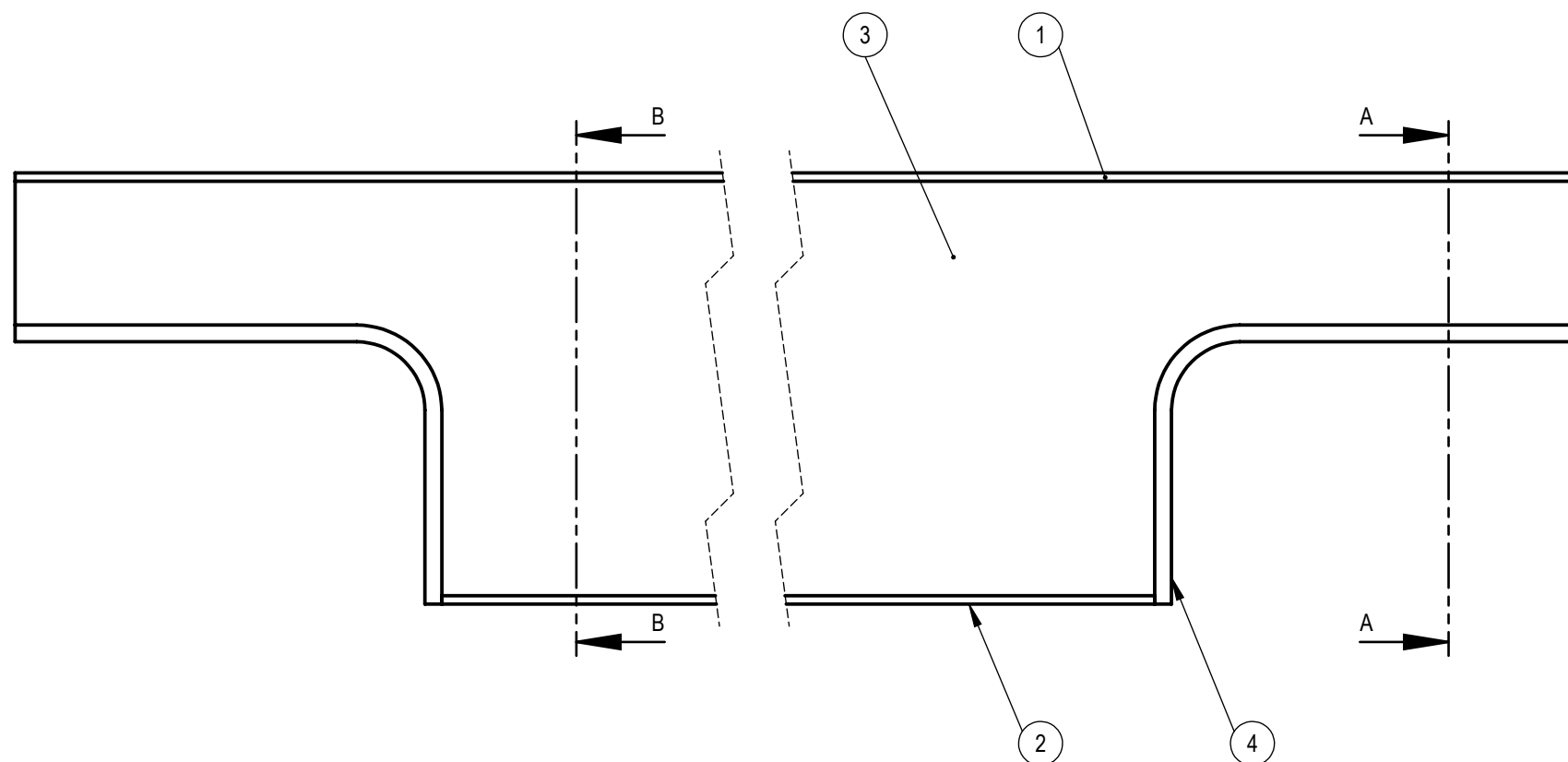
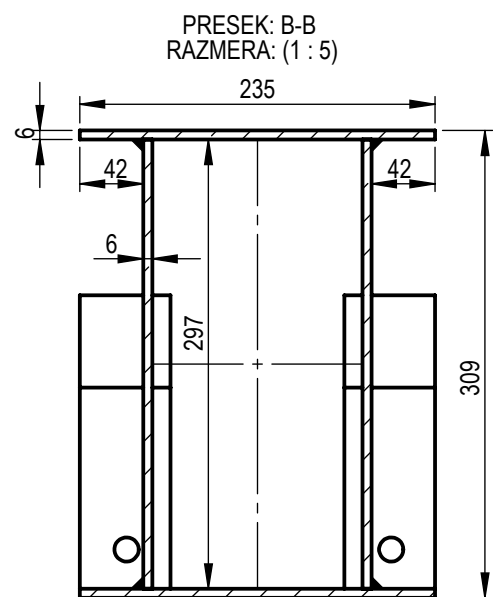


PRESEK: A-A



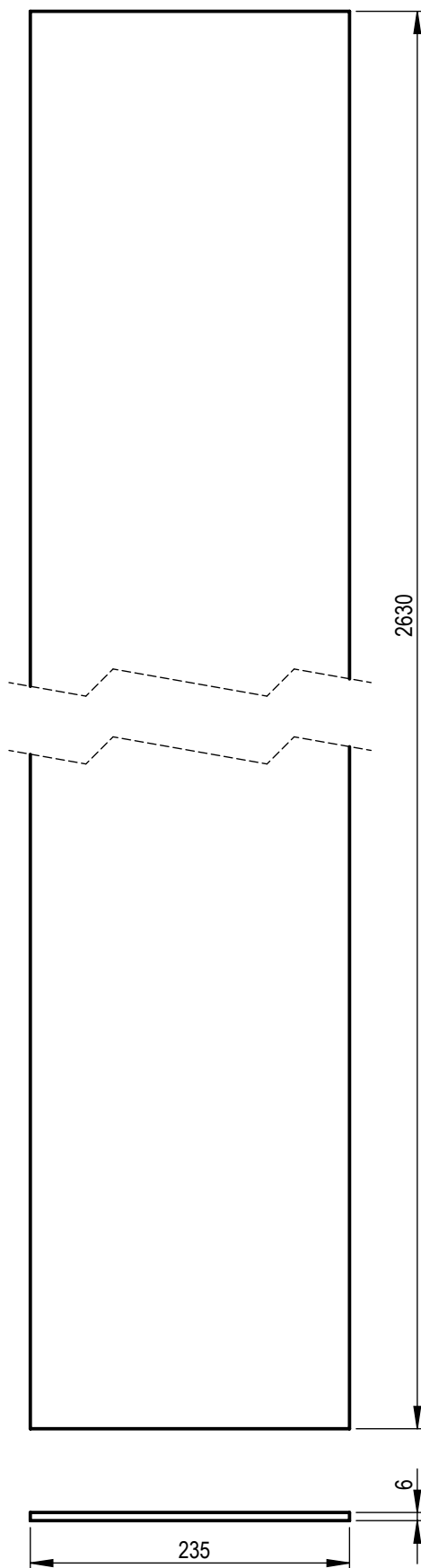
14	2	NOSAČ KOTURA ZA IZRAVNJAVANJE	DK.101012	LIM 154x297x8mm (S235JRG2)
13	1	POSTOLJE EL. MOTORA MEH. ZA KRETANJE	DK.101011	LIM 100x287x3mm (S35JRG2)
12	1	POSTOLJE KOČNICE ZA DOBOŠ Ø160mm	DK.101010	LIM 450x851x3mm (S235JRG2)
11	1	NOSEĆA PLOČA POSTO. KOČNICE I EL. MOT.	DK.101009	LIM 330x297x6mm (S235JRG2)
10	2	POSTOLJE VERTIKALNOG REDUKTORA	DK.101008	UNP NOSAČ 140x60x7 x 280mm
9	4	POKLOPAC ČELA UZDUŽNOG NOSAČA	DK.101007	LIM 235x121x3mm (S235JRG2)
8	1	UKRUĆENJE POSTOLJA KUČIŠ. LEŽAJ. DOBO.	DK.101006	LIM 235x294x8mm (S235JRG2)
7	1	POSTOLJE KUČIŠTA LEŽAJA DOBOŠA	DK.101005	LIM 235x1011x8mm (S25JRG2)
6	3	UKRUĆENJE NOSEĆE PLOČE HOR. REDUKT.	DK.101004	LIM 349x250x6mm (S35JRG2)
5	1	NOSEĆA PLOČA HORIZ. REDUKTORA	DK.101003	LIM 307x1560x6mm (S35JRG2)
4	1	POSTOLJE KOČNICE ZA DOBOŠ Ø400mm	DK.101002	LIM 589x735x3mm (S235JRG2)
3	1	POSTOLJE EL. MOTORA MEH. ZA DIZANJE	DK.101001	LIM 235x794x4mm (S235JRG2)
2	2	POPREČNI NOSAČ RAMA	DK101100	
1	2	UZDUŽNI NOSAČ RAMA	DK.101200	
Poz.	Kom	Naziv	Kod	Materijal

Dimenzije materijala:				Standard materijala:			Masa:		Razmera:	
					Ime i prezime	Datum	Naziv RAM DIZALIČNIH KOLICA			List: 1
				Konstruisao	Milan P. Vasić	05.09.2015.				Format: A3
				Obradio						
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101000			

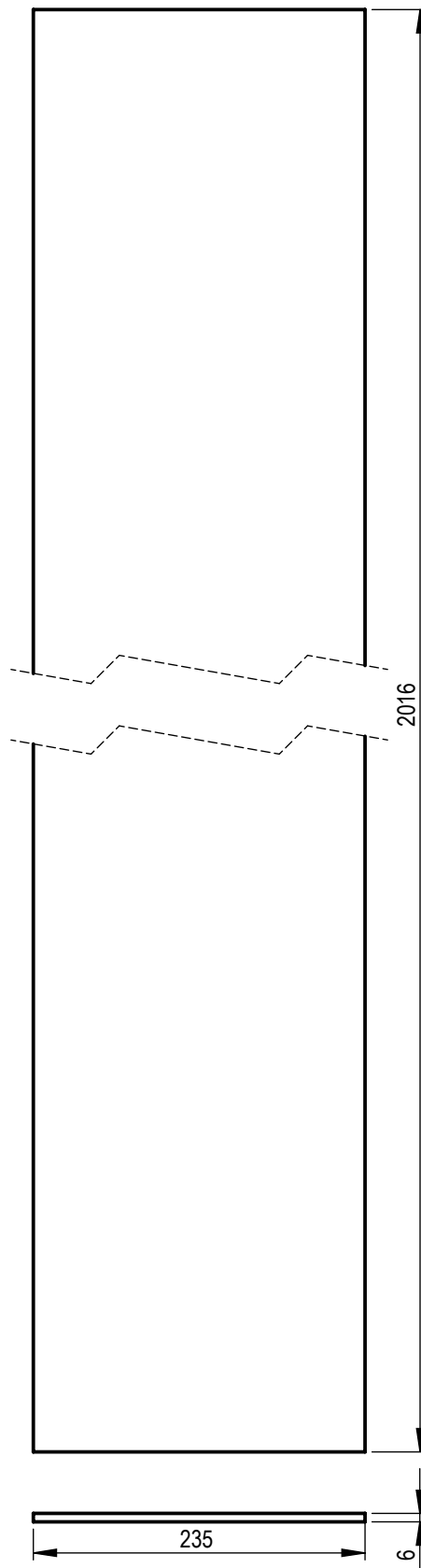


4	4	SAVIJENI DONJI POJAS UZDUŽ. NOSAČA	DK.101204	LIM 60x470 x 12mm (S235JRG2)
3	2	REBRO UZDUŽNOG NOSAČA	DK.101203	LIM 297x2630 x 6mm (S235JRG2)
2	1	DONJI POJAS UZDUŽNOG NOSAČA	DK.101202	LIM 235x2016 x 6mm (S235JRG2)
1	1	GORNJI POJAS UZDUŽNOG NOSAČA	DK.101201	LIM 235x2630 x 6mm (S235JRG2)
Poz.	Kom	Naziv		Kod
				Materijal

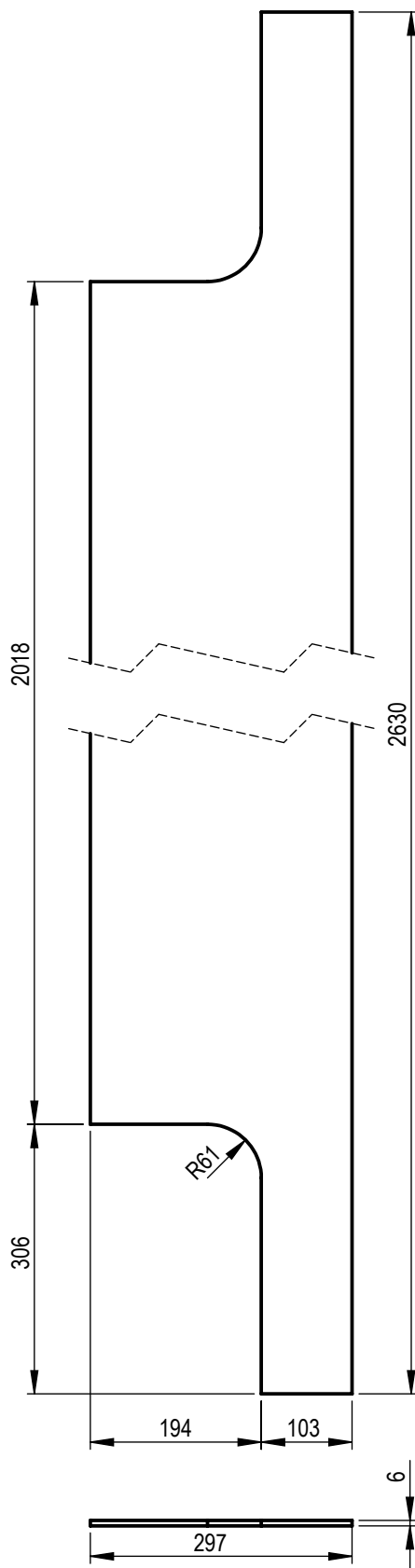
Dimenzije materijala:				Standard materijala:			Masa:		Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv UZDUŽNI NOSAČ RAMA			List: 1
				Obradio						Format: A3
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101200			



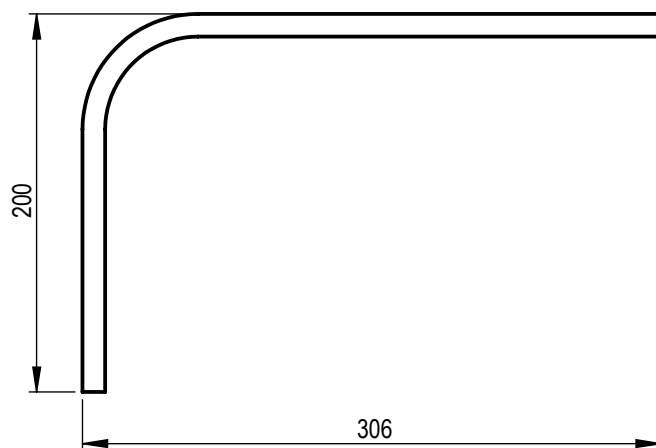
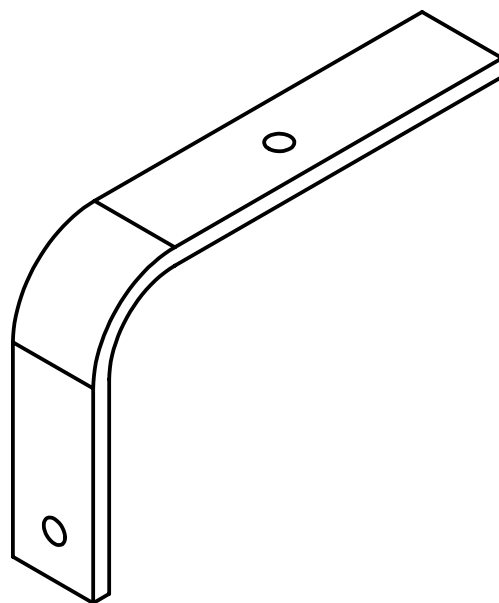
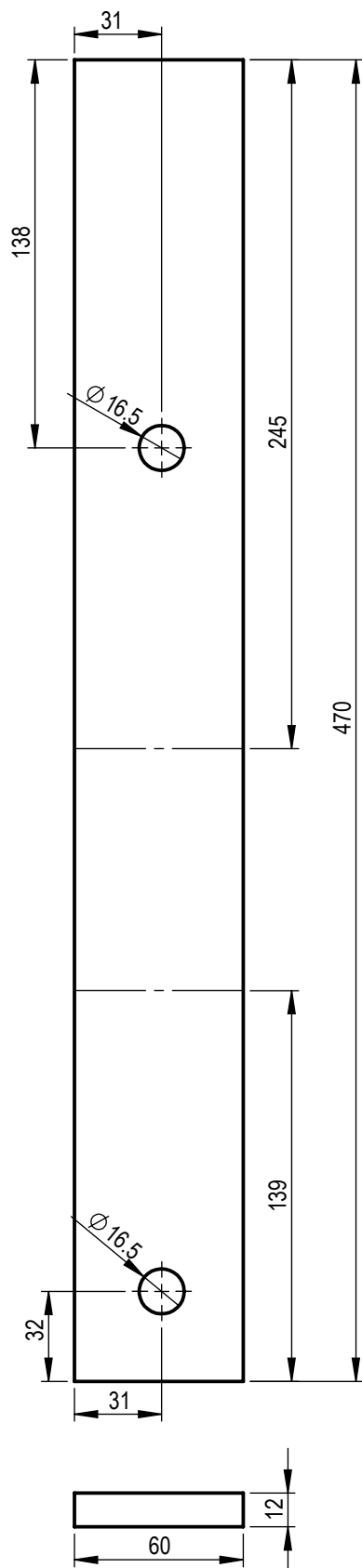
Dimenzije materijala: Lim 235x2630				Standard materijala:				Masa:		Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv GORNJI POJAS UZDUŽNOG NOSAČA			List: 1	
				Obradio						Format: A4	
				Crtao							
				Odobrio							
							Indetifikacioni broj: DK.101201				



Dimenzije materijala: Lim 235x2016 x 6mm				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv DONJI POJAS UZDUŽNOG NOSAČA	List: 1	Format: A4	
				Obradio						
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101202			



Dimenzije materijala: Lim 297x2630 x 6mm				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
					Ime i prezime	Datum	Naziv REBRO UZDUŽNOG NOSAČA	List: 1	Format: A4	
				Konstruisao	Milan P. Vasić	05.09.2015.				
				Obradio						
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101203			



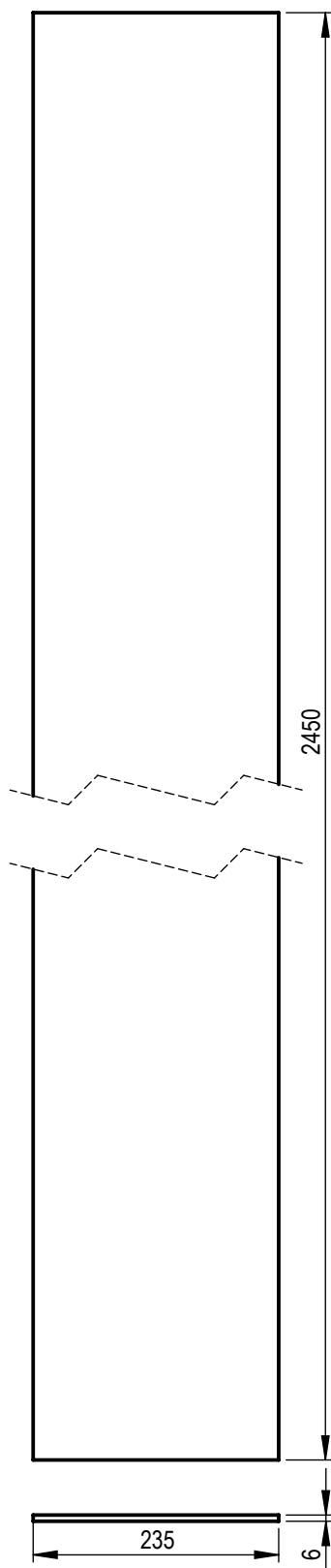
Dimenzije materijala:
Lim 60x470 x 12mm

Standard materijala:

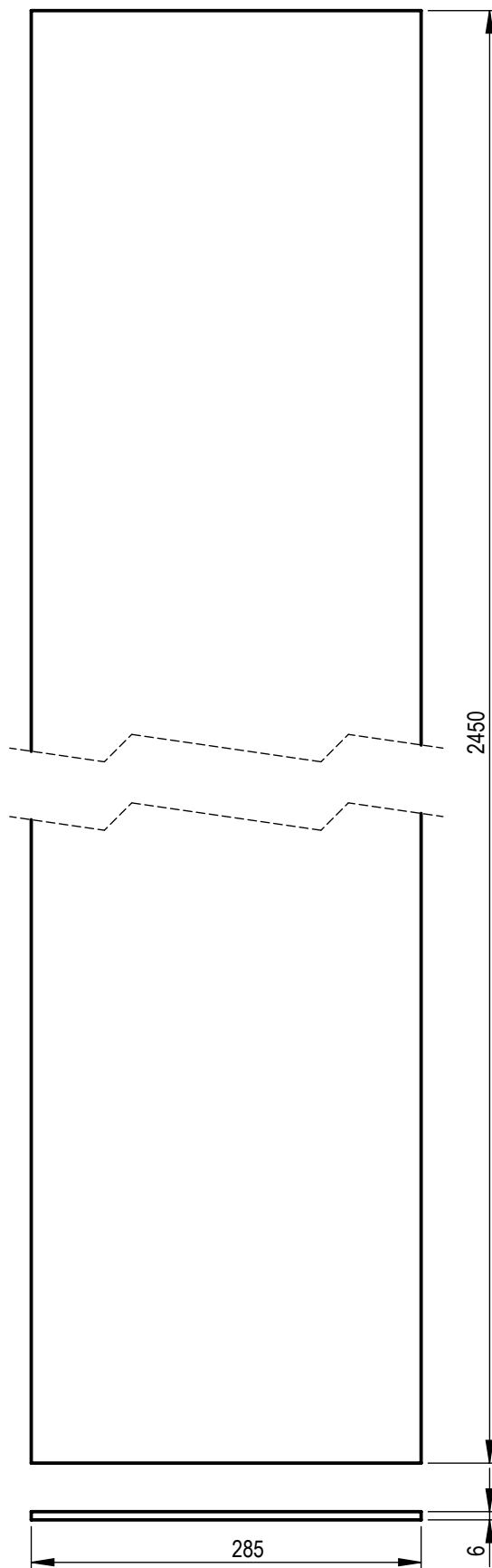
Masa:

Razmera:

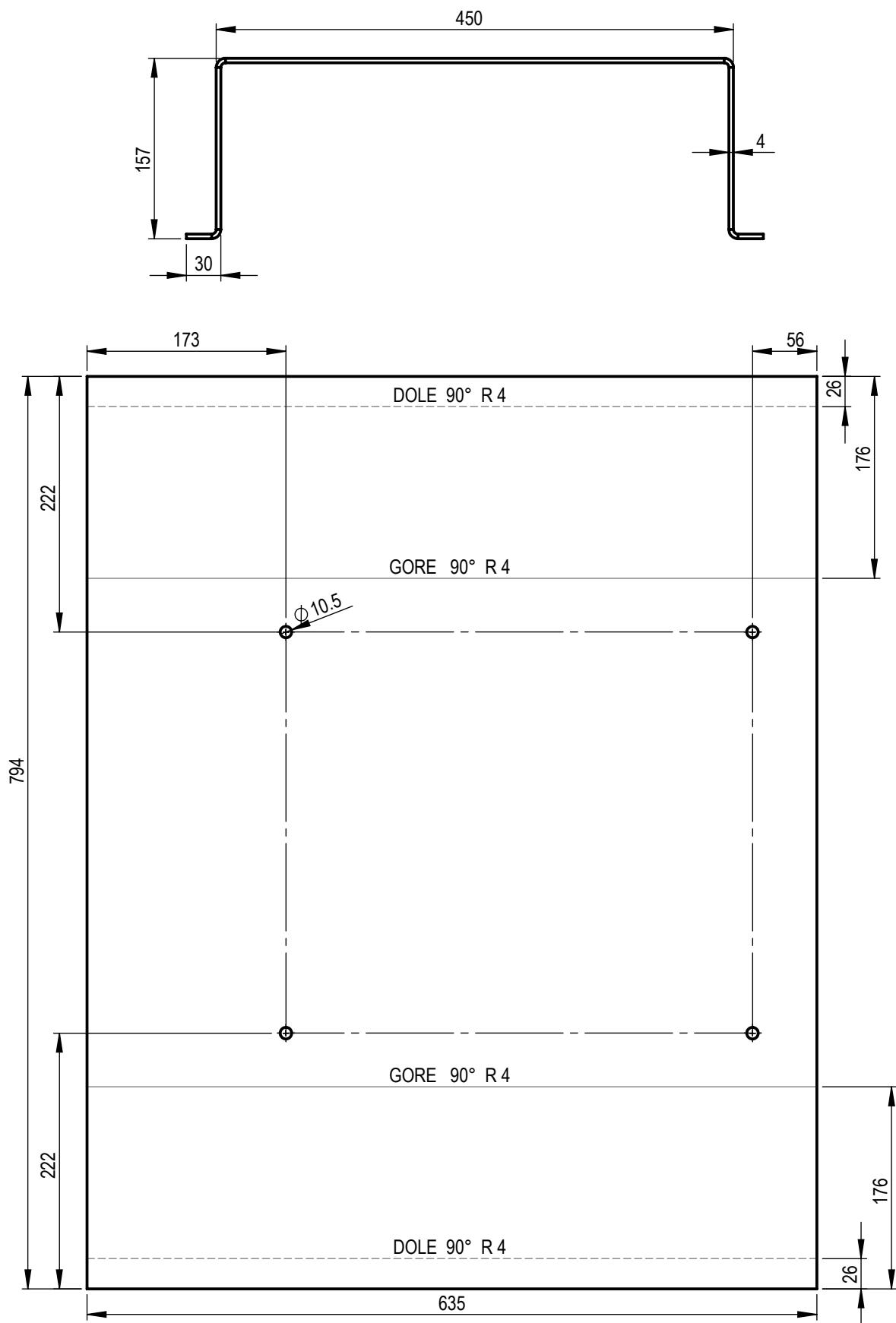
																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					</
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----



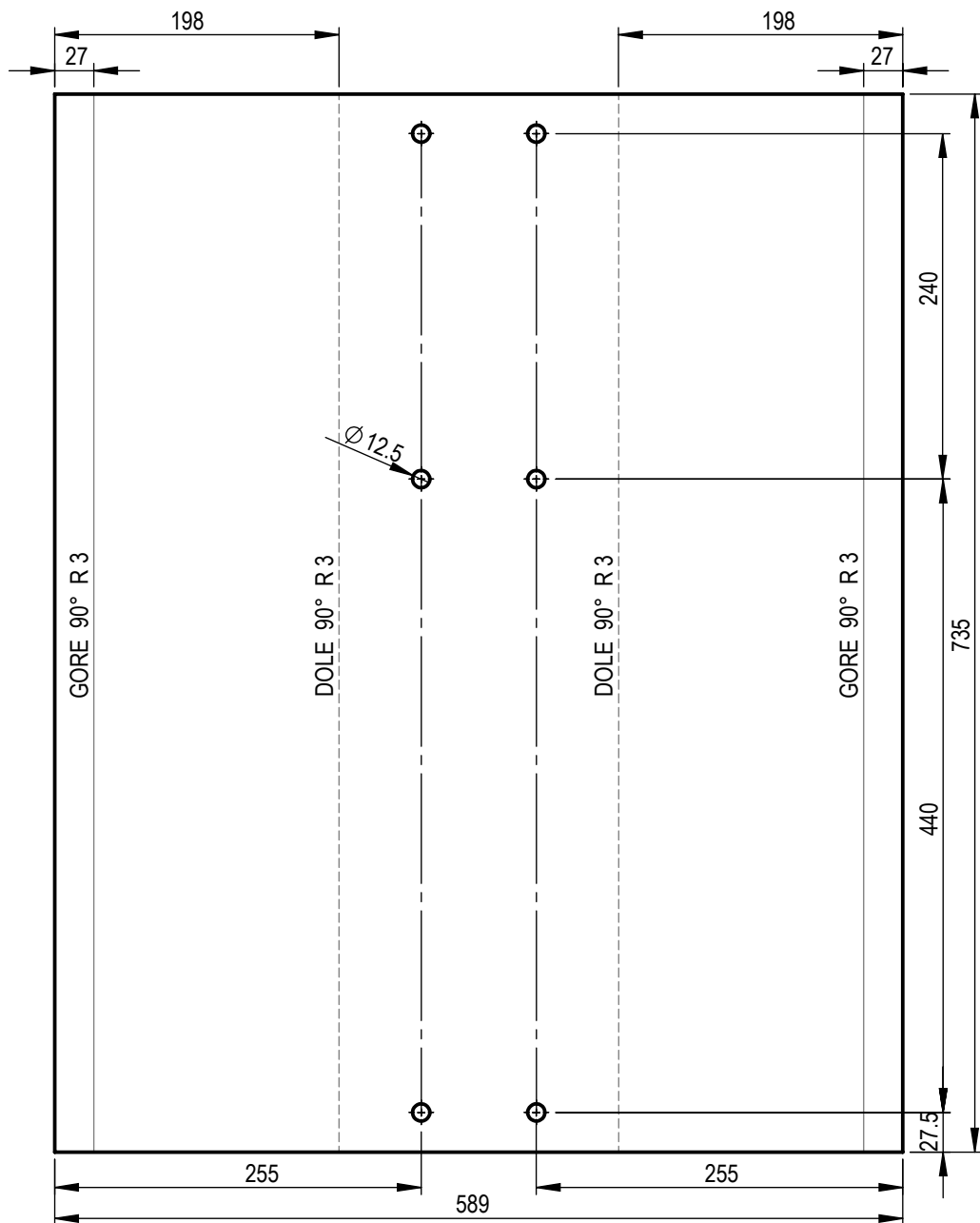
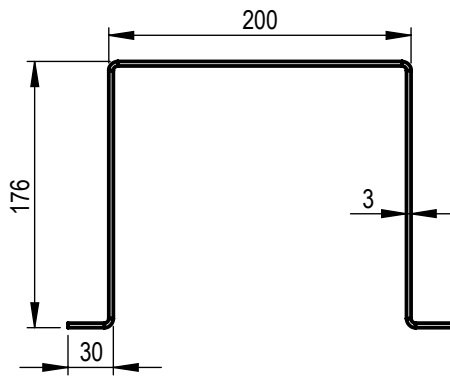
Dimenzije materijala: Lim 235x2450 x 6MM				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv GORNJI I DONJI POJAS POPREČNOG NOSAČA		List: 1	
				Obradio					Format: A4	
				Crtao	Milan Vasić					
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101101			



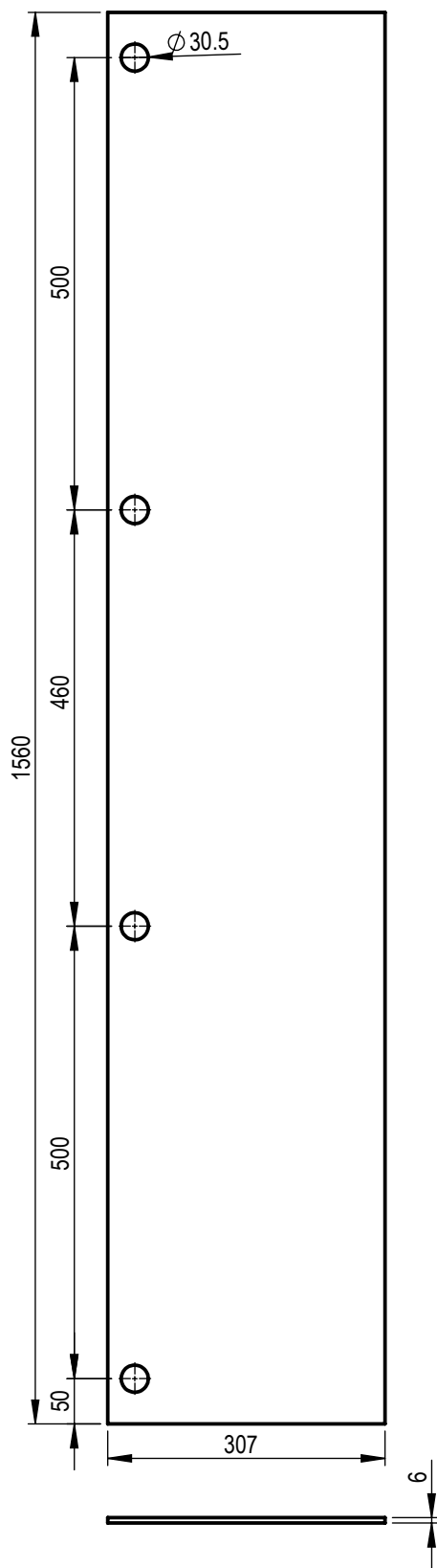
Dimenzije materijala: Lim 285x2450 x 6mm				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
					Ime i prezime	Datum	Naziv REBRO POPREČNOG NOSAČA	List: 1	Format: A4	
				Konstruisao	Milan P. Vasić	05.09.2015.				
				Obradio						
				Crtao	Milan Vasić					
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101102			



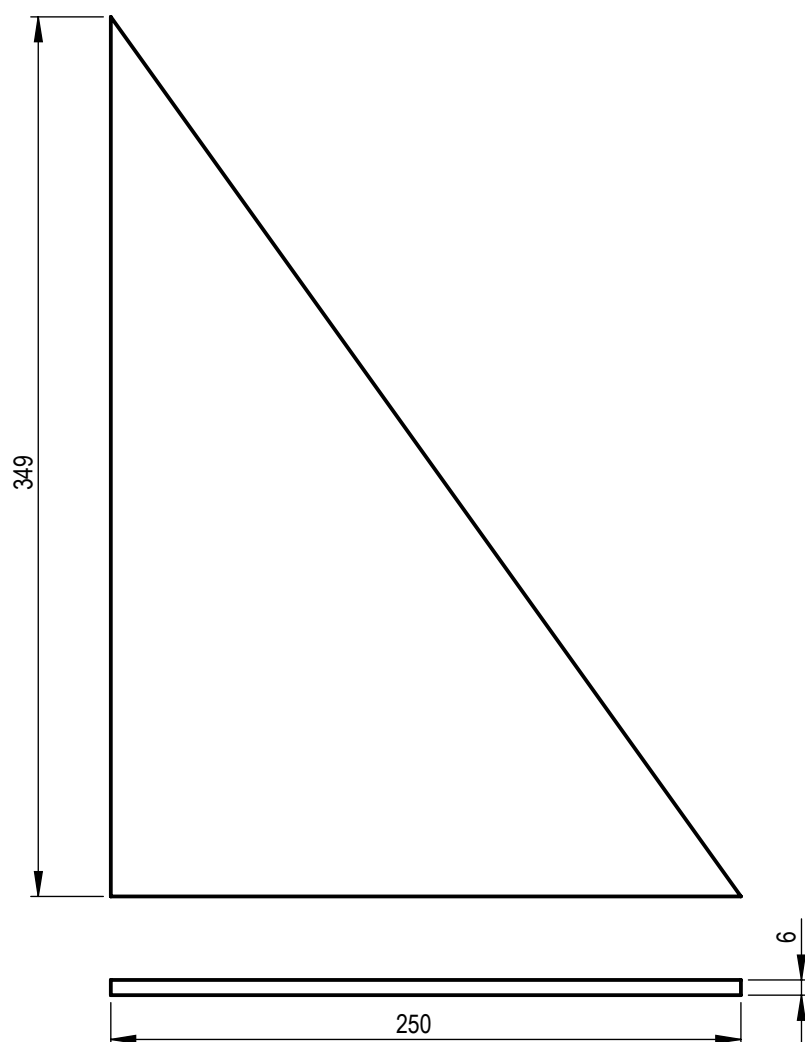
Dimenzije materijala:				Standard materijala:			Masa:	Razmera:
Lim 635x794 x 4mm								
				Konstruisao	Ime i prezime	Datum	Naziv POSTOLJE ELEKTROMOTORA MEH. ZA DIZANJE TERETA	List: 1
				Obradio	Milan P. Vasić	05.09.2015.		Format: A4
				Crtao				
				Odobrio				
							Indetifikacioni broj:	
							DK.101001	



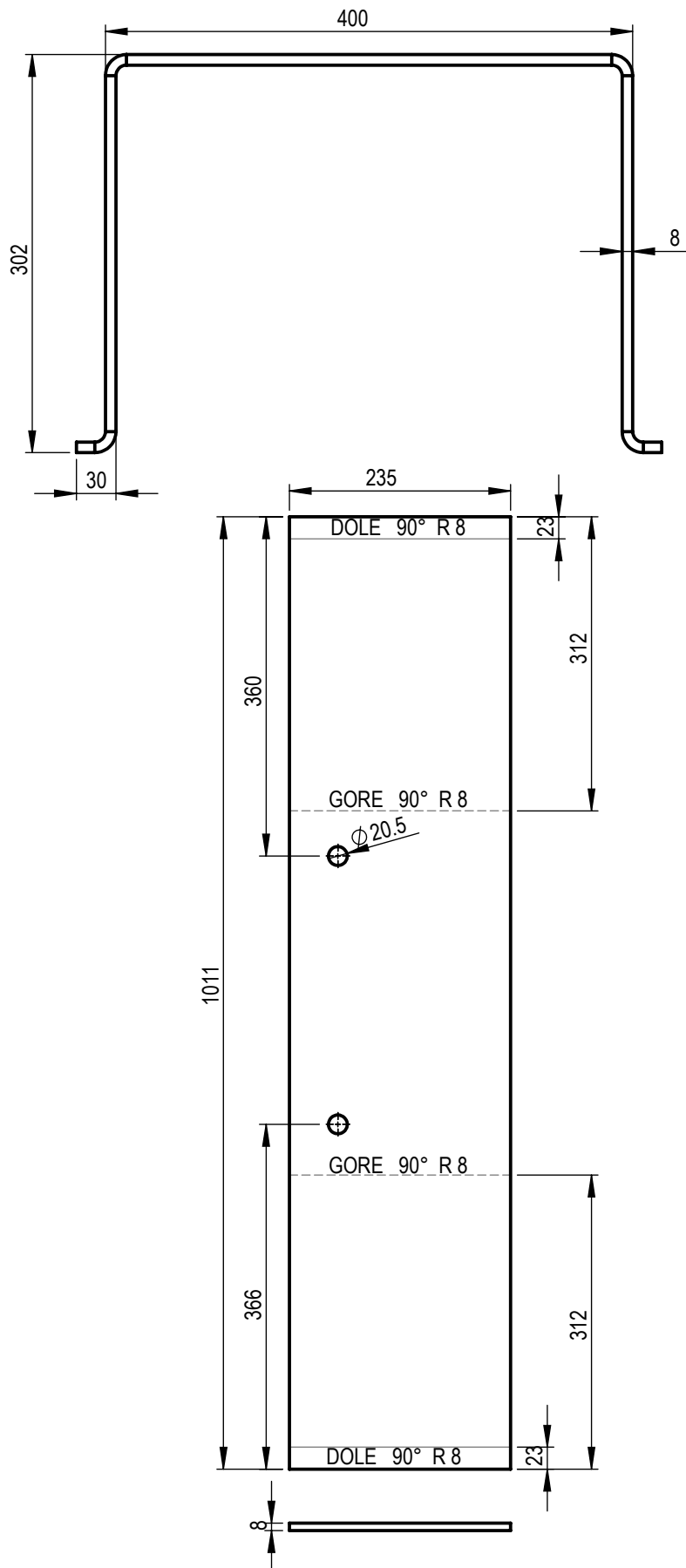
Dimenzije materijala: Lim 589x735 x 3mm				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
					Ime i prezime	Datum	Naziv POSTOLJE KOČNICE ZA DOBOŠ Ø400mm		List: 1	
				Konstruisao	Milan P. Vasić	05.09.2015.			Format: A4	
				Obradio						
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101002			



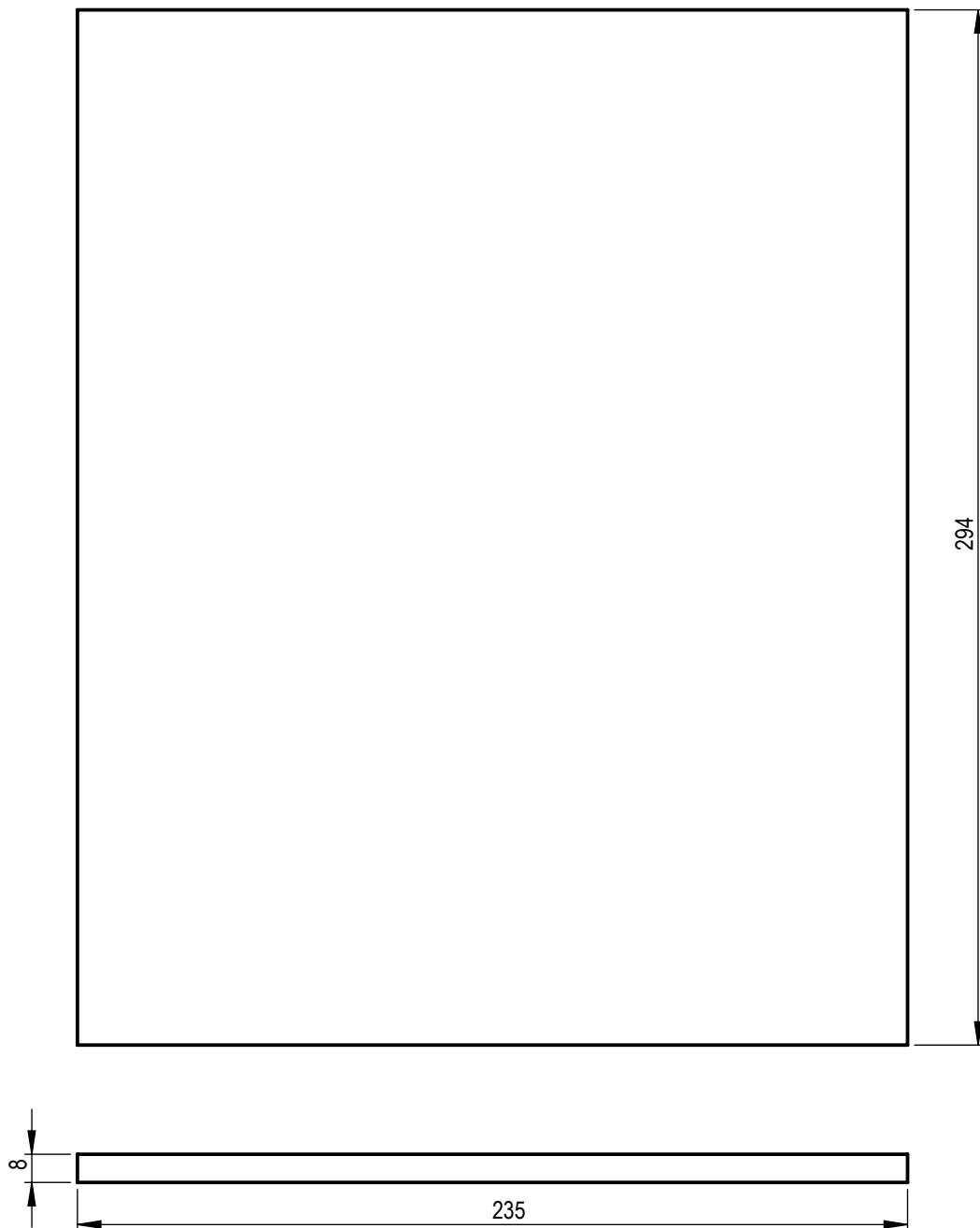
Dimenzije materijala: Lim 307x1560 x 6mm				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv NOSEĆA PLOČA HORIZONTALNOG REDUKTORA			List: 1
				Obradio						Format: A4
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101003			



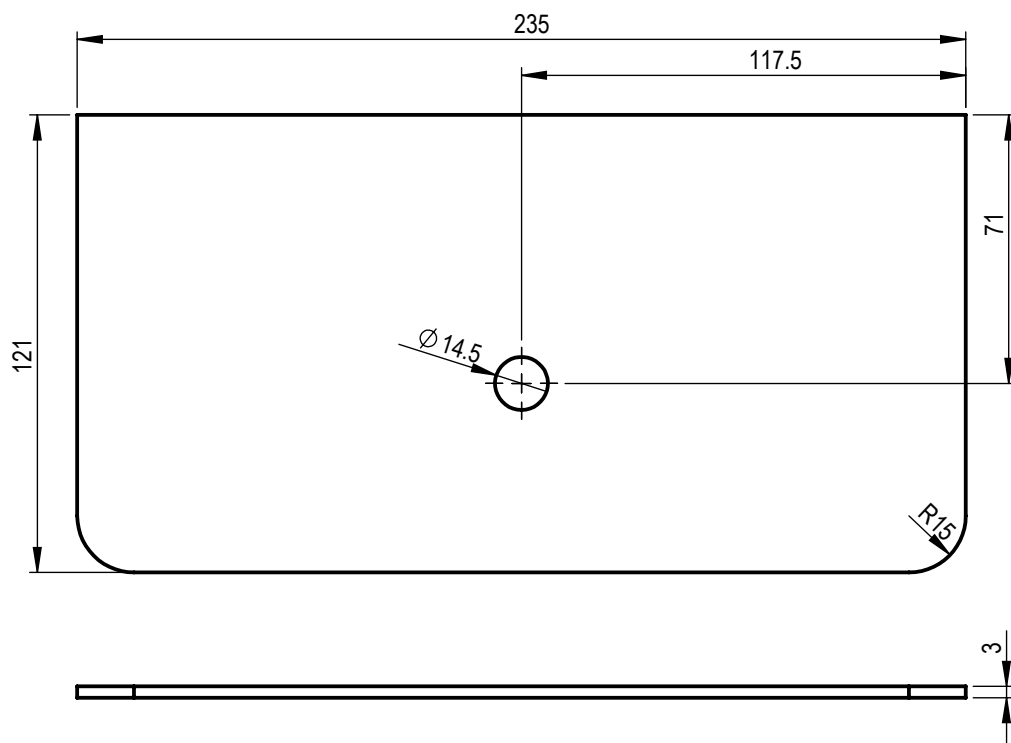
Dimenzije materijala: Lim 349x250 x 6mm				Standard materijala:			Masa:	Razmera:
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv UKRUĆENJE NOSEĆE PLOČE HORIZONTALNOG REDUKTORA	List: 1
				Obradio				Format: A4
				Crtao				
				Odobrio				
							Indetifikacioni broj: DK.101004	



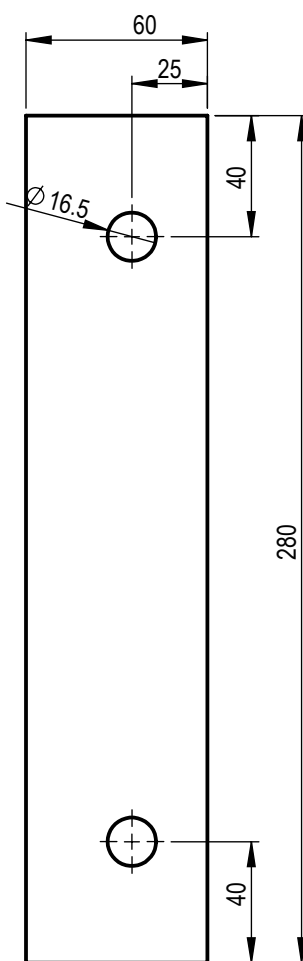
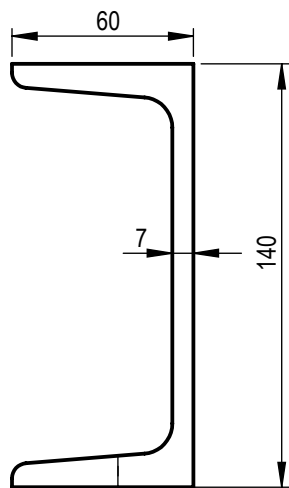
Dimenzije materijala: Lim 235x1011 x 8mm				Standard materijala:			Masa:	Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv POSTOLJE KUĆIŠTA LEŽAJA DOBOŠA		List: 1
				Obradio					Format: A4
				Crtao					
				Odobrio					
							Indetifikacioni broj: DK.101005		



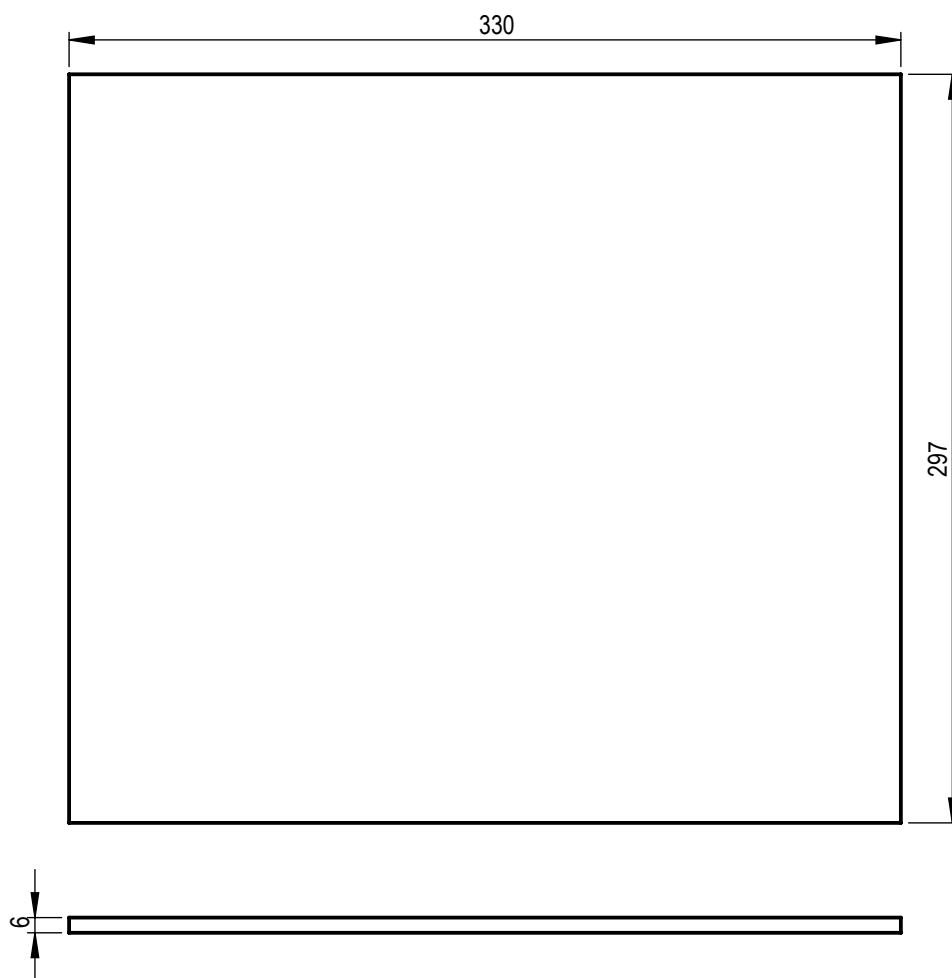
Dimenzije materijala: Lim 235x294 x 8mm				Standard materijala:			Masa:		Razmera:		
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv UKRUĆENJE POSTOLJA KUĆIŠTA LEŽAJA DOBOŠA		List: 1	Format: A4	
				Obradio							
				Crtao							
				Odobrio							
							Indetifikacioni broj: DK.101006				



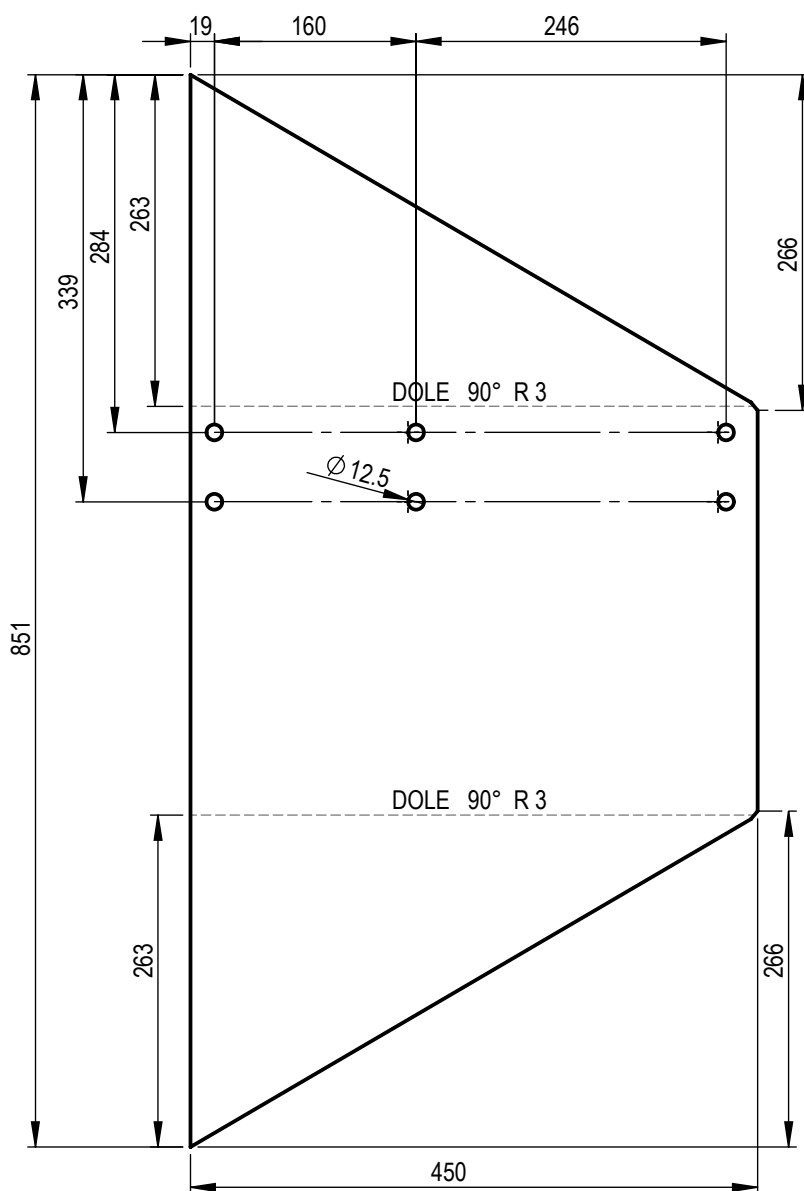
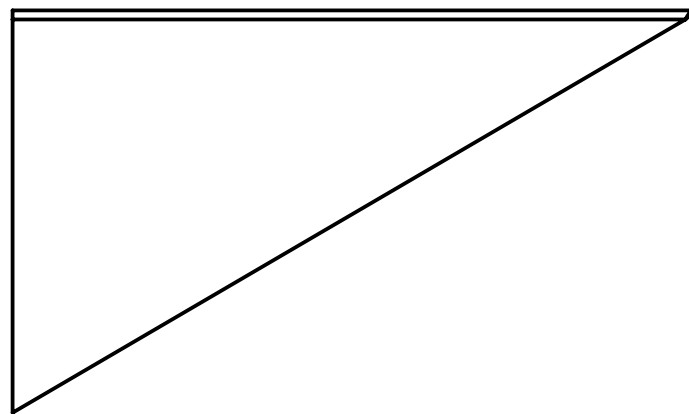
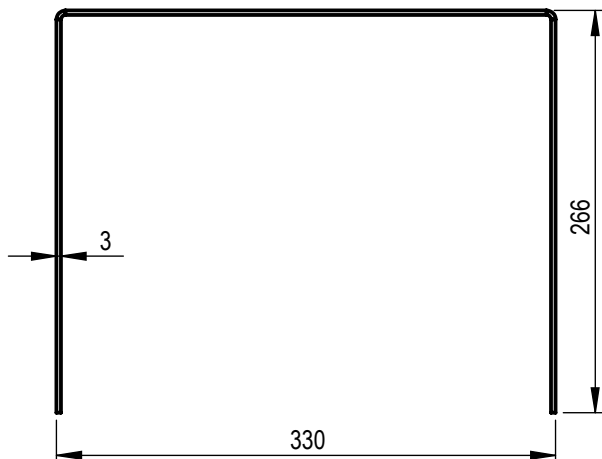
Dimenzije materijala: Lim 235x121 x 3mm				Standard materijala:			Masa:	Razmera:
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv POKLOPAC ČELA UZDUŽNOG NOSAČA	List: 1
				Obradio				Format: A4
				Crtao				
				Odobrio				
							Indetifikacioni broj: DK.101007	



Dimenzije materijala: UNP NOSAČ 140x60 x 7				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
					Ime i prezime	Datum	Naziv POSTOLJE VERTIKALNOG REDUKTORA	List: 1	Format: A4	
				Konstruisao	Milan P. Vasić	05.09.2015.				
				Obradio						
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101008			



Dimenzije materijala: Lim 330x297 x 6mm				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
					Ime i prezime	Datum	Naziv NOSEĆA PLOČA POSTOLJA ELEKTROMOTORA I KOČNICE ZA DOBOŠ Ø160		List:	Format: A4
				Konstruisao	Milan P. Vasić	05.09.2015.			1	
				Obradio						
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101009			



Dimenzije materijala:

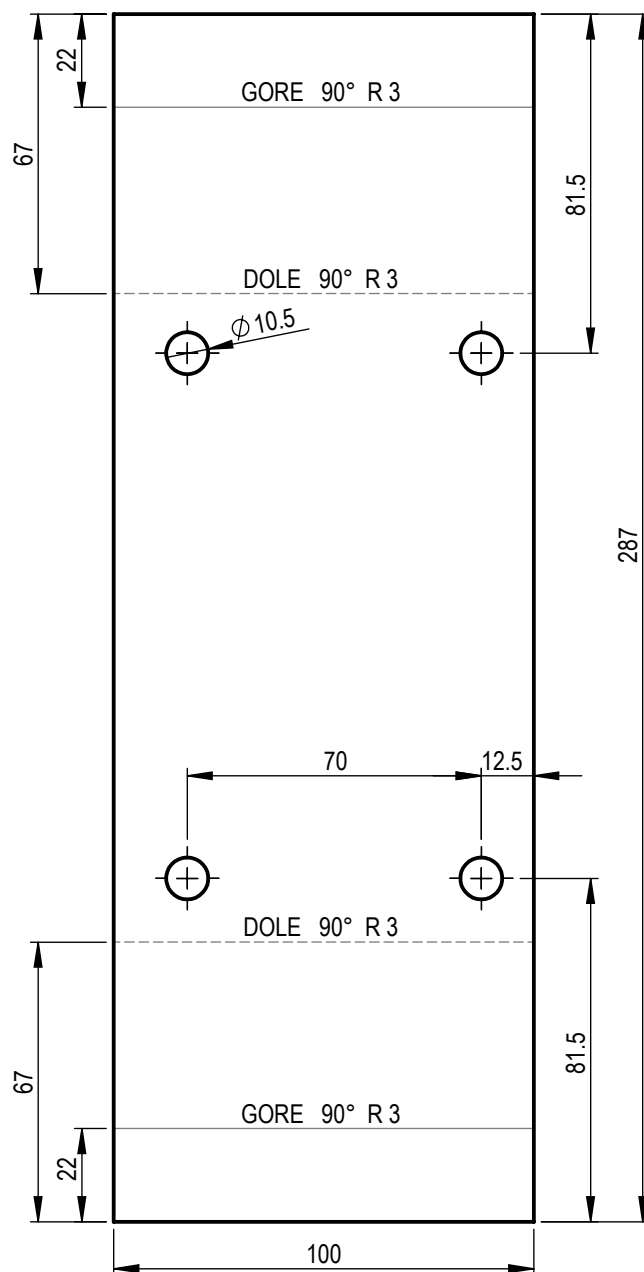
Lim 450x851 x 3mm

Standard materijala:

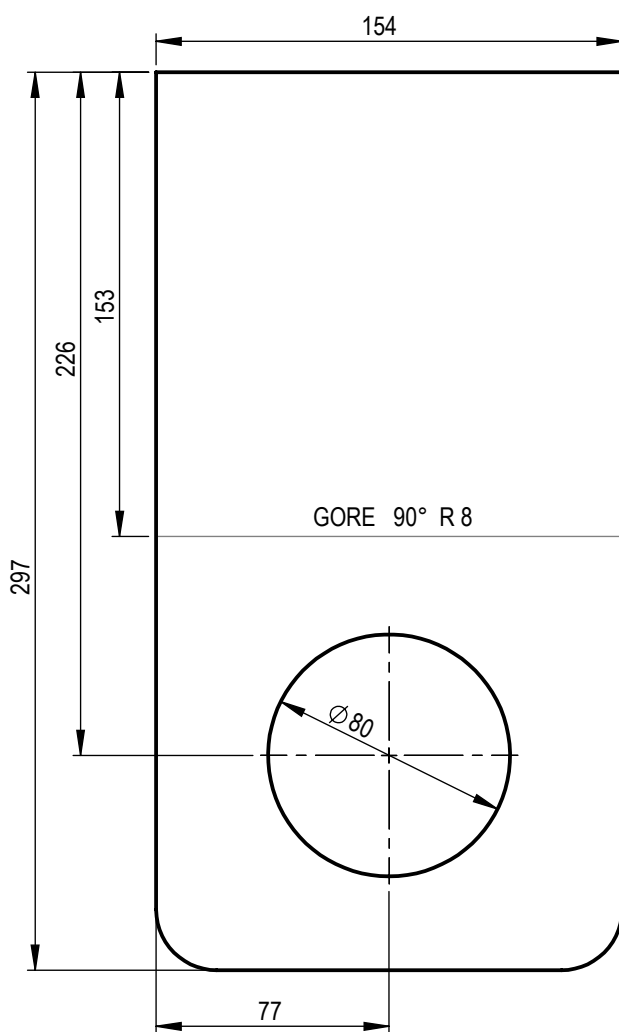
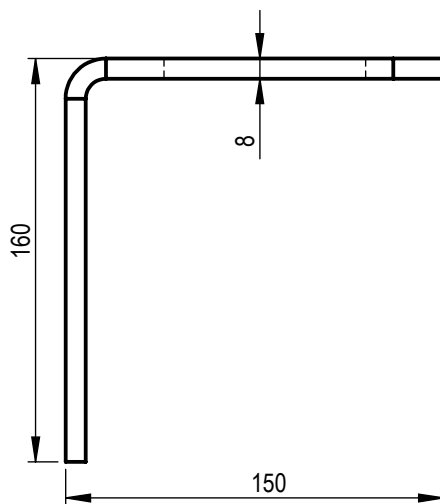
Masa:

Razmera:

				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv POSTOLJE KOČNICE ZA DOBOŠ Ø160mm	List: 1
				Obradio				Format: A4
				Crtao				
				Odobrio				
							Indetifikacioni broj: DK.101010	



Dimenzije materijala: Lim 100x287 x 3				Standard materijala:				Masa:	Razmera:	
					Ime i prezime	Datum	Naziv POSTOLJE ELEK. MOTORA MEHANIZMA ZA KRETANJE	List: 1		
				Konstruisao	Milan P. Vasić	05.09.2015.				
				Obradio						
				Crtao						
				Odobrio						
							Indetifikacioni broj: DK.101011	Format: A4		



Dimenzije materijala: Lim 154x297 x 8mm				Standard materijala:			Masa:	Razmera:	
				Konstruisao	Ime i prezime Milan P. Vasić	Datum 05.09.2015.	Naziv NOSAČ KOTURA ZA IZRAVNJAVANJE		List: 1
				Obradio					Format: A4
				Crtao					
				Odobrio					
							Indetifikacioni broj: DK.101012		