

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Ниво студија: Основне академске студије

Смер: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Машински елементи 2

Број индекса: 88/2009

Мирослав М. Милојевић

**Пројектовање вертикалног подизача
са навојним вретеном
Завршни рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др. Мирко Благојевић -ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да изврши пројектовање вертикалног подизача терета са навојним вretenом носивости 2000 kg. Висина подизања терета је 3,2 m, а препоручена брзина 0,03 m/s.

Препоручена литература:

[1] В. Николић: Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац, 2004.

[2] С. Јовичић, Н. Марјановић, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2012.

Крагујевац, фебруар 2012. ментор:

Др Мирко Благојевић, доцент

РЕЗИМЕ

Задатак овог завршног рада је пројектовање вертикалног подизача терета са навојним вретеном носивости 2000 kg. Препоручена брзина је око 0,03 m/s, а висина подизања 3,2 m. Усвојено је решење са два навојна вретена дуж којих се, помоћу навртки, креће платформа са теретом. Као погонски агрегат искоришћен је електромотор. Снага се са електромотора помоћу редуктора и ланчаног преносника преноси на навојна вретена. Обртањем навојних вретена долази до аксијалног померања навртки дуж истих вретена. Обзиром да су навртке везане за платформу, самим тим се и платформа креће дуж навојних вретена.

У оквиру завршног рада извршен је прорачун свих виталних елемената вертикалног подизача терета као и израда тродимензионалног модела конструкције. На крају рада су изнета закључна разматрања.

Кључне речи: покретни навојни спој, навојно вретено, навртка

SUMMARY

The task of this final paper is the design of the vertical freight lifter of the threaded spindle whose bearing capacity is 2000 kg. The recommended speed is about 0.03 m/s and the lift height is 3.2 m. The solution where the platform with a load is moving over the nuts along the two threaded spindles is adopted. Operative aggregate is used as an electric motor. The power gained from the electric motor is transferred to the threaded spindles using the gear reducer and chain conveyer. By turning the threaded spindles, axial movement is being created along the same spindle nuts. Since nuts are fastened to the platform, the platform moves along the threaded spindles.

The calculations of all the vital elements of the vertical freight lifter as well as the draft of the 3D model of the construction has been made as a part of the final paper. The concluding reflections have been brought out in the end of the paper.

Keywords: movable threaded joint, threaded spindle , screw nut

Садржај:

Резиме	1
1. Уводна разматрања	4
1.1 Навојни спојеви.	4
1.2 Параметри навоја.....	4
1.3 Стандардни профили навоја.....	5
1.3.1 Метрички навој.....	5
1.3.2 Трапезни навој.....	6
1.3.3 Коси метрички навој.....	6
1.3.4 Обли навој.....	6
1.3.5 Витвортов навој.....	7
1.3.6 Витвортов цевни навој.....	7
1.4 Материјали за израду навојних спојева.....	8
2. Покретни навојни спојеви	9
2.1 Историјски развој.....	9
2.2 Карактеристике и примена покретних навојних спојева.....	10
2.3 Кинематика покретних навојних спојева.....	11
2.4 Оптерећење и прорачун чврстоће навојног пара.....	12
2.4.1 Оптерећење код навојног вретена.....	12
2.4.2 Оптерећење код навртке.....	14
2.5 Степен искоришћења покретних навојних спојева.....	16
3. Пројекат вертикалног подизача	17
3.1 Пројектни задатак.....	17
3.2 Прорачун вертикалног подизача.....	18
3.2.1 Избор трапезног навоја.....	18
3.2.2 Избор електромотора и редуктора.....	18
3.2.3 Прорачун основних параметара преносника.....	20
3.2.4 Прорачун навојног вретена на притисак и увијање.....	21
3.2.5 Извијање навојног вретена.....	22
3.2.6 Прорачун навојног пара.....	24
3.2.7 Угиб навојног вретена од момента савијања.....	25
3.2.8 Избор ланца за погон лифта.....	26
3.2.9 Прорачун ланчаника.....	27
3.2.10 Избор лежаја.....	29
3.3 Принцип израде и монтаже.....	30
3.3.1 Носећа конструкција.....	31

3.3.1.1 Принцип конструкције носећег рама.....	31
3.3.1.2 Ојачања носеће плоче.....	32
3.3.1.3 Улежиштење навојног вретена на носећој конструкцији.....	33
3.3.2 Теретна платформа.....	35
3.3.2.1 Принцип конструкције теретне платформе.....	35
3.3.2.2 Осигурање навртке.....	36
3.3.2.3 Систем вођења по шинама.....	37
3.3.3 Ланчани пренос.....	39
3.3.3.1 Конструкција ланчаног преноса.....	39
3.3.3.2 Затезање ланца.....	40
3.3.3.3 Подмазивање ланчаног преносника.....	41
3.4 Модел вертикалног подизача са навојним вретеном.....	42
4. Закључак.....	44
Списак литературе.....	45
ПРИЛОГ: Склопни цртеж (формат А1)	

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

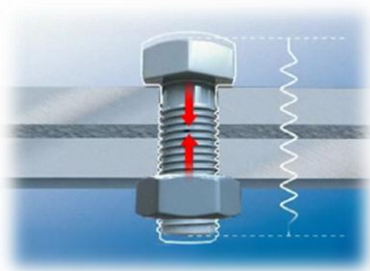
1.1 Навојни спојеви

Веза два или више машинских делова остварена посредством навоја представља навојни спој. Навојни спојеви спадају у групу раздвојивих машинских спојева, а то значи да спојени делови могу да се раздвајају и поново спајају без оштећења. Навојни спој обезбеђује жељени положај спојених делова и преношење оптерећења. Поред тога, помоћу навојног споја може да се оствари:

- међусобно притискивање и заптивање машинских делова,
- прецизно померање и подешавање код мерних инструмената и уређаја,
- међусобно релативно кретање спојених делова,
- претварање обртног кретања у праволинијско кретање.

Навојни спојеви се деле на:

- непокретне навојне спојеве (слика 1.1),
- покретне навојне спојеве (слика 1.2).



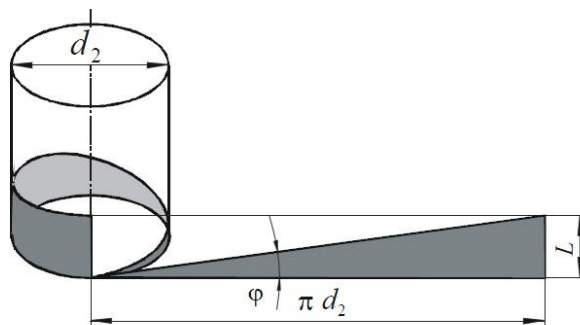
слика 1.1 – непокретни навојни спој



слика 1.2 – покретни навојни спој

1.2 Параметри навоја

Основне геометријске и кинематске величине навоја су **завојна линија** и **завојна површина**, које настају при завојном кретању геометријске слике у облику правоуглог троугла око цилиндра, (слика 1.3). Хипотенуза овог троугла, као и свака тачка на троуглу, оцртава просторну криву линију која се зове завојница (завојна линија), а свака страница троугла описује завојну површину. Такође, завојницу описује тачка при кружном завојном кретању око непомицне осе, односно по обиму цилиндра. Настала завојница је кружна цилиндрична завојница, за разлику од кружне коничне завојнице која настаје при завојном кретању тачке по површини конуса. Аналогно, завојну површину или хеликоид, под одређеним условима, описује полуправа при завојном кретању, [1].



слика 1.3 – формирање навоја

Навој је геометријско тело ограничено завојним површинама. Троугао је **теоријски профил** навоја. **Стварни профил** навоја се разликује од теоријског. Део завојне линије који тачка опише при једном пуном обртају око осе цилиндра је **завојак**, а одговарајући део навоја је **навојак**.

Развијањем једног завојка у раван на средњем цилиндру пречника d_2 (слика 1.3), добија се правоугли троугао, чија је једна катета једнака обиму цилиндра $\pi \cdot d_2$, а друга ходу завојнице L .

Ход завојнице је аксијално растојање крајњих тачака једног завојка.

$$L = n \cdot P \quad [\text{mm}] \quad (1.1)$$

n - број навоја ($n=1$ за једноструки навој, $n=2$ за двоструки навој итд.),

P - корак навоја [mm].

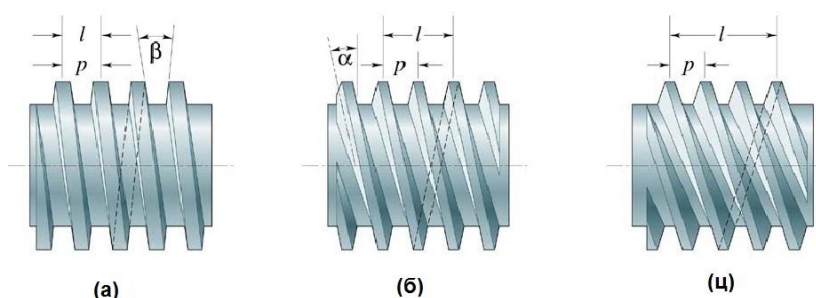
Корак навоја P представља аксијално растојање било које две карактеристичне тачке суседних навојака.

Нагиб завојне линије се дефинише углом φ (слика 1.3):

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{L}{\pi \cdot d_2} \quad (1.2)$$

Подела навоја приказана је на слици 1.4. Навој може бити:

- једноструки,
- двоструки,
- троструки,
- вишеструки.



слика 1.4 – параметри навоја: а) једноструки навој, б) двоструки навој, ц) троструки навој

1.3 Стандардни профили навоја

Према облику профила, теоријски, постоји врло велики број разноврсних навоја. Међутим, да би се обезбедила заменљивост навојних парова и економичност израде, број разноврсних профила је смањен и њихове димензије су прописане стандардима. Стандардни профили навоја су приказани у поглављима 1.3.1 до 1.3.6, [1, 2, 3].

1.3.1 Метрички навој

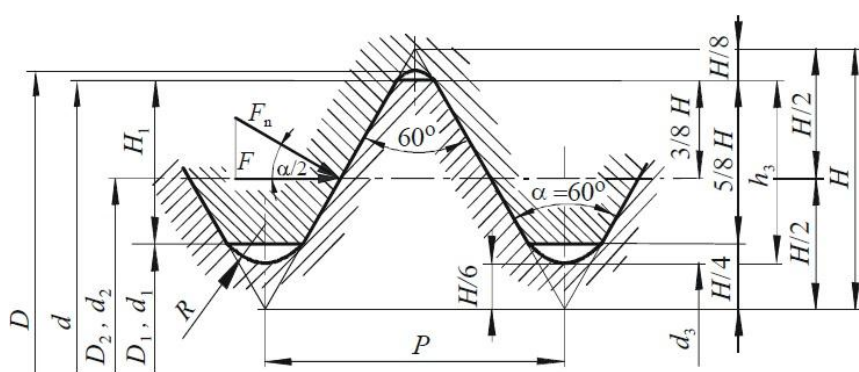
Навој са троугластим профилем потиче још од 1898. године када је усвојен на међнародном конгресу у Цириху. То је први навој (најстарији навој) дефинисан у метричком систему јединица. Теоријски профил навоја је једнакостранични троугао, па је угао профила навоја $\alpha = 60^\circ$. Код стварног профила спољашњег навоја извршено је скраћење врха за $H/8$ и заобљење у корену

радијусом $R = H/6$. Врх унутрашњег пречника је скраћен за $H/4$, а корен је заобљен. Радијус R има велику вредност па је смањена концентрација напона. Ознака метричког навоја са крупним кораком је **Md (M20)**, а ознака метричког навоја ситног корака **MdxP (M20x1.5)** где је:

M - ознака за метрички навој,

d - номинални пречник [mm],

P - корак навоја [mm].



слика 1.5 – метрички навој

1.3.2 Трапезни навој

Трапезни навој је добио име по свом облику (трапез). Теоријски профил овог навоја је једнакокраки троугао са углом при врху од 30° . Стварни профил је добијен тако што је извршено велико скраћење врхова теоријског профила, па је стварни профил добио облик трапеза. Радијус заобљења у корену навоја је мали. Зато овај навој није погодан за велика оптерећења нарочито ако су променљива у току времена. У поређењу са метричким навојем са троугластим профилем, трапезни навој има нижу вредност коефицијента отпора трења у навојном пару. Ова особина одређује и подручије примене ових навоја. Примењује се код покретних навојних спојева и оптерећених чврстих навојних спојева великог пречника навоја или често раздвојивих веза. Означава се са **Tr dxP** (**Tr 24x5**), где је:

Tr - ознака за трапезни навој,

d - номинални пречник [mm],

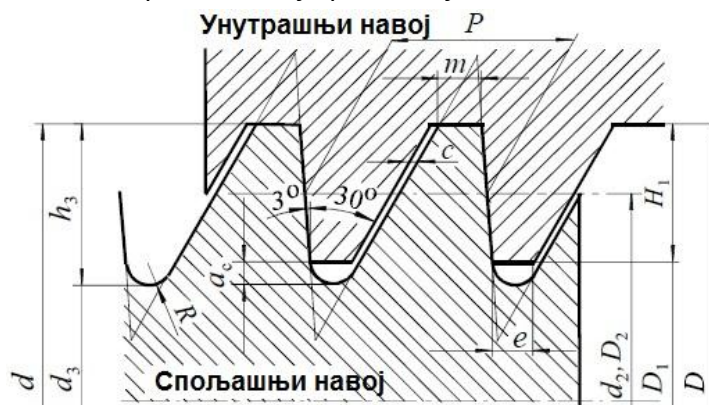
P - корак навоја [mm].



слика 1.6 – трапезни навој

1.3.3 Коси метрички навој

Коси метрички навој је несиметричан навој. Теоријски профил навоја је приближно правоугли троугао са углом профила 30° . Стварни профил је настао скраћењем врхова ових троуглова и великим заобљењем у корену спољашњег навоја. Навој је несиметричан јер је један бок нагнут под углом од 3° , а други под углом од 30° . У контакту се налазе само бокови са мањим нагибом (3°) и преко њих се преноси оптерећење. Преноси велика аксијална оптерећења у једном смеру. Коси метрички навој приказан је на слици 1.7. Означава се са **S dxP** (**S 48x7**) где је:



S – ознака за коси метрички навој,

d - номинални пречник [mm],

P - корак навоја [mm].

слика 1.7 – коси метрички навој

1.3.4 Обли навој

Обли навој се одликује малом дубином ношења. Теоријски профил је једнакокраки троугао са углом при врху од 30° . Стварни профил добијен је великим заобљењем врхова и корена навоја, тако да су добили облик приближно полукруга. Додир се остварује само у уском појасу око средњег пречника, па је носивост навојног споја веома мала. Овај навој је захваљујући великим зазорима отпоран на прашину, песак и уопште нечистоће, па се примењује код ватрогасног

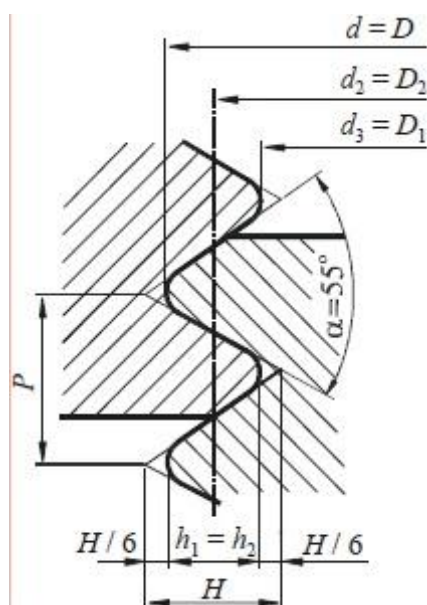
прибора, црева, цревне арматуре и ватрогасних спојница. Скица облог навоја приказана је на слици 1.8. Означава се са $R_d dxP$ ($R_d 36x3,17$) где је:

R_d - ознака за обли навој,
 d - номинални пречник [mm],
 P - корак навоја [mm].



Слика 1.8 – обли навој

1.3.5 Витвортов навој



Витвортов навој потиче још из 1845. године. Димензије навоја су дате у цолима (инчима). Теоријски профил навоја је једнакокраки троугао са углом при врху од 55° . Стварни профил је настао скраћењем врхова троугла за $H/6$ и заобљењем врхова и подножја навоја. Примењује се за непокретне навојне спојеве (за водоводне цеви, славине, вентиле...). Витвортове fine завојнице имају скраћени врх. Нарочито су погодне за цеви танких зидова, прстенове, шупља вратила и др. Витвортов навој приказан је на слици 1.9. Означава се $R d (R 2'')$, где је:

R - ознака за Витвортов навој,
 d - номинални пречник [inch].

слика 1.9 – Витвортов навој

1.3.6 Витвортов цевни навој

Витвортова цевна завојница је такође троугласта и по облику одговара Витвортовој нормалној завојници. Разлика је у томе што Витвортова цевна завојница има мање вредности корака P и дубине ношења H_1 . Димензије навоја су у инчима са углом профила $\alpha=55^\circ$ (слика 1.10). Означава се словом G и називним пречником у инчима. Херметичност навојног пара може се постићи пресованим склопом унутрашњег и спољашњег навоја, при чему се по потреби између бокова навоја убацује заптивно средство, [3].



слика 1.10 – Витвортов цевни навој

1.4 Материјали за израду навојних спојева

Основна својства материјала за израду навојних делова, а с обзиром на напонска стања која у њима владају, су:

- велика издржљивост, чврстоћа и жилавост,
- велика чврстоћа на повишеним и сниженим температурама,
- отпорност на хемијска и електрохемијска дејства.

Наведене особине поседују конструкциони, угљенични, легирани челици и челици за побољшање, па се по правилу, најчешће и користе. Поред челика, користе се и месинг, бронза, бакар, алуминијум, легуре алуминијума, пластика, ...

Стандардима ISO 898 и EN 20898 прописано је, за готове навојне делове означавање материјала бројевима и то:

- код навртке бројевима: 4, 5, 6, 8, 10, 12 и 14
- код завртња, ознака се састоји од два броја раздвојена тачком (нпр. 4.6, 5.6...)

Број ознаке материјала код навртке и први број ознаке материјала завртња помножен са 100 представља затезну чврстоћу материјала R_m . Производ првог и другог броја ознаке материјала завртња помножен са 10 даје границу течења материјала R_{eH} .

За израду навојних делова, који имају посебну намену или раде у специјалним условима рада, користе се посебни материјали, на пример:

- у прехранбеној индустрији се користе нерђајући челици,
- за високе температуре користе се ватроотпорни челици,
- у хемијској индустрији користе се обојени метали и легуре (месинг и бронза),
- за лаке конструкције користе се завртњи од алуминијума, магнезијума или титана,
- пластичне масе и посебна врста најлона се користе јер поседују отпорност према корозији, и добра електроизолациона својства.

Статичка чврстоћа реалних навојних делова, с обзиром на појаву концентрације напона у корену навоја и појаву пластичних деформација, добија се кориговањем карактеристика материјала који су дати табеларно факторима ζ_1 и ζ_T . Фактор ζ_1 узима у обзир величину попречног пресека навојног дела и врсту напрезања, а ζ_T је фактор утицаја пластичног ојачања у корену навоја. Граница течења материјала приказана је формулом (1.3), као и граница течења при увијању (1.4), [1,2,3].

$$R_{eM} = R_e \cdot \zeta_1 \cdot \zeta_T \quad (1.3)$$

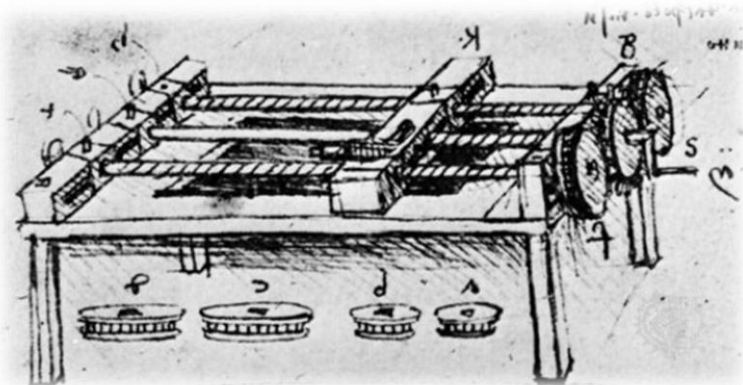
$$\tau_{TM} = \tau_T \cdot \zeta_1 \cdot \zeta_T \quad (1.4)$$

Граница течења R_e , граница течења при увијању τ_T , као и фактори ζ_1 и ζ_T усвајају се из табеле 1.4.1, [1].

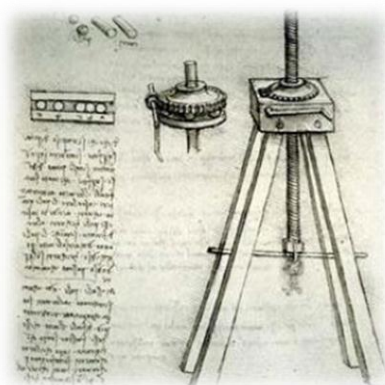
2. ПОКРЕТНИ НАВОЈНИ СПОЈЕВИ

2.1 Историјски развој

Покретни навојни спојеви данас се користе у многим сферама људске делатности, али њихов настанак бележи се још од давнина. До скоро се веровало да су бројни цртежи грађевинских машина који су нађени у бележницама Леонарда Да Винчија (*Leonardo da Vinci*) плод његове генијалне маште. Откривено је међутим да су неке машине које је он нацртао пре тога већ биле направљене и да је њихов градитељ најчешће био **Филипо Брунелески** (*Filippo Brunelleschi*). Још од 12. века настале су прве размене искустава између проналазача и истраживача у целој Европи. Тада су се пројектовале и градиле задивљујуће направе којима је убрзо нестао сваки траг. Верује се да је још тада настала идеја о покретним навојним спојевима. **Леонарду Да Винчију** припада заслуга што је сачувао бар неке, које су захваљујући тачности његових цртежа, могле поново да се направе. На сликама 2.1 и 2.2 приказане су прве примене покретних навојних спојева.

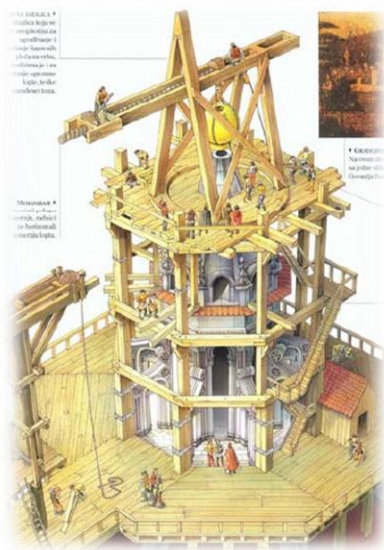


слика 2.1 – прва примена покретног навојног споја



слика 2.2 – прва конструкција подизача

Захваљујући Леонарду Да Винчију, у 15. веку настала је велика револуција у примени покретних навојних спојева у људској делатности. Прве примене настале су код дизалица и платформи.



слика 2.3 – велика дизалица

Велика дизалица (слика 2.3): Да би пренео терет од основне куполе до платформе, Филипо Брунелески смислио је велику дизалицу са краком, врло сличну дизалицама које данас могу да се виде на градилиштима, [4].



слика 2.4 – примена покретних навојних спојева у сликарству



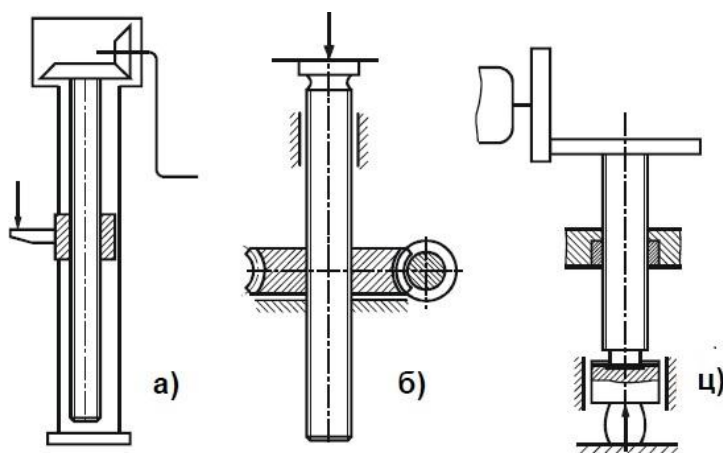
слика 2.5 – развој покретних навојних спојева кроз историју

2.2 Карактеристике и примена покретних навојних спојева

Посредством покретних навојних спојева врши се претварање обртног кретања у транслаторно, односно претварање обртног момента у аксијалну силу. Изузетно, покретни навојни спој може да се употреби за претварање транслаторног кретања у обртно, тако да се аксијална сила претвара у обртни момент.

Покретни навојни спојеви омогућавају постизање великих аксијалних сила са малим обртним моментима, па налазе примену код ручних дизалица, преса, стругова (водеће вретено), уређаја за скидање точкова или котрљајних лежаја са вратила, вертикалних подизача, за подешавање међусобног положаја машинских делова, за подешавање зазора и затезања ужади код затега и друго.

Покретни навојни спојеви, који се користе за пренос великих оптерећења и савлађивање великих препрека називају се навојни преносници. Навојни преносници се одликују једноставном конструкцијом и имају велику носивост при малим габаритним мерама. За покретне навојне спојеве употребљавају се трапезни и коси навоји. Облици навојних вретена и одговарајућих навртки нису обухваћени стандардом [1].



слика 2.6 – покретни навојни спојеви

а) ручна дизалица

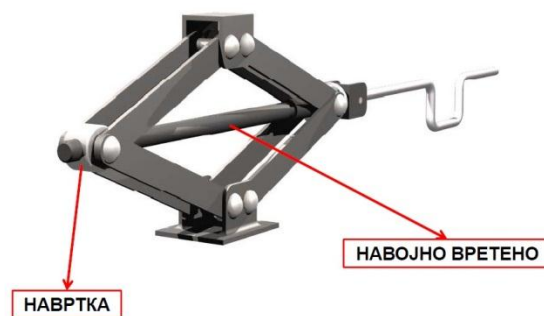
б) дизалица са навојним вретеном на моторни погон

ц) фрикциона преса

2.3 Кинематика покретних навојних спојева

Основни делови покретног навојног преносника приказани су на слици 2.7, и то су:

- навојно вретено (део са спољашњим навојем),
- навртка (део са унутрашњим навојем).



слика 2.7 – ручна дизалица

Погон може бити ручни или моторни. Облик бокова навоја (као и код других навојних парова) омогућава завојно кретање једног елемента у односу на други. Ограничењем појединих компонената, кретање једног и другог елемента навојног пара може се раздвојити, тако да се остварује претварање обртног кретања, око сопствене осе, једног елемента у транслаторно кретање другог, у правцу те осе. При томе, једном пуном обртају (2π) навојног вретена или навртке одговара аксијално померање, у односу на други елемент, једнако ходу навоја L . Слично, неком углу обртања θ одговараће аксијално померање за величину s , па се на основу пропорције добија:

$$s = \frac{\theta}{2\pi} \cdot L = \theta \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan \varphi \quad (2.1)$$

$$L = d_2 \cdot \pi \cdot \tan \varphi \quad (2.2)$$

где је d_2 средњи пречник навоја [mm], а φ [°] угао успона навоја. Веће аксијално померање може да се постигне применом вишевојних вретена.

Да би се остварило аксијално померање, потребна је ротација једног од навојних делова угаоном брзином $\omega = 2\pi n$, где је n број обртаја. На основу овога, може се дефинисати време потребно за један обрт:

$$t = \frac{1}{n} \quad (2.3)$$

Аксијална брзина другог елемента је:

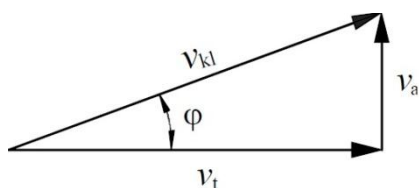
$$v_a = \frac{L}{t} = \frac{i \cdot P}{t} = i \cdot P \cdot n = L \cdot n \quad (2.4)$$

Обимна брзина једног од навојних делова покретног навојног споја на средњем пречнику d_2 је:

$$v_t = d_2 \cdot \pi \cdot n \quad (2.5)$$

На основу израза (2.2) и (2.5) добија се израз за **брзину аксијалног кретања**, на пример, навртке у односу на навојно вретено (слика 2.7) у облику:

$$v_a = n \cdot L = n \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \tan \varphi = n \cdot \frac{v_t}{\pi} \cdot \tan \varphi = v_t \cdot \tan \varphi \quad (2.6)$$



Слагањем обимне и аксијалне брзине добија се брзина клизања на додирној површини бокова навоја елемената навојног пара (слика 2.7), [1].

слика 2.7 – брзине код навојног пара

2.4 Оптерећење и прорачун чврстоће навојног пара

Уопштено, навојни преносници су у току рада, односно за време релативног кретања навртке у односу на навојно вретено, оптерећени аксијалном силом и обртним моментом. Навојно вретено (1) представља један од основних елемената покретног навојног споја (слика 2.8). Остали делови покретног навојног споја су: навртка (2), аксијални лежај (3) и место где настаје обртни момент (4) (може бити ручица, зупчаник и др.). У зависности од потребног хода, односно величине потребног аксијалног померања, зависи дужина навојног вретена. Да би се остварило кретање потребно је да на месту (4) дејствује обртни момент. Навојно вретено, између навртке и аксијалног ослонца је изложено притиску или затезању у зависности од смера силе F . У навојном пару и ослонцу, такође, дејствује ова сила. Услед дејства обртног момента остварује се обртно кретање. Отпори који се савлађују овим моментом су:

- T_n момент отпора у навојном пару,
- T_μ момент отпора у аксијалном лежишту.

2.4.1 Оптерећења код навојног вретена

Расподела оптерећења дуж навојног вретена, за две најчешће примењиване варијанте положаја елемената на вратилу, дата је на слици 2.8. Разлика ове две варијанте је у положају елемената на вретену.

Вретено је између места (4) и навртке изложено увијању под дејством момента T_n :

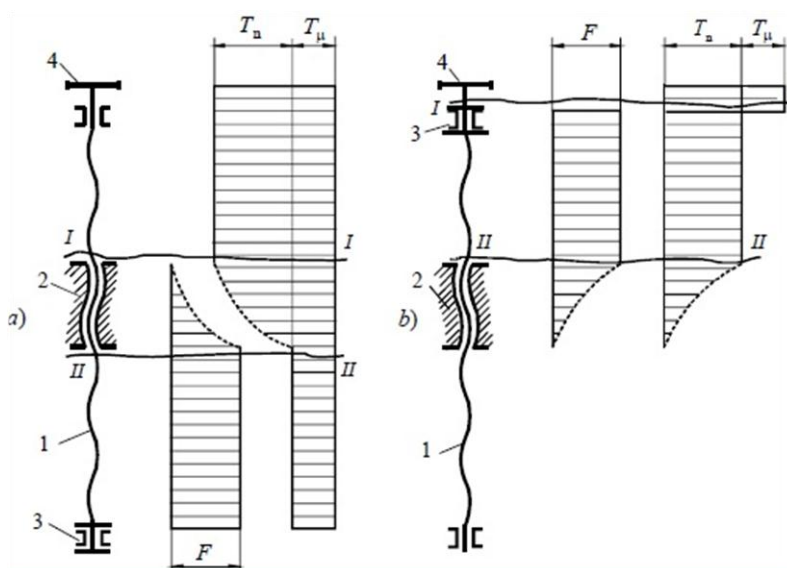
$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) \quad (2.7)$$

а између аксијалног лежаја и места (4), увијању услед момента T_μ :

$$T_\mu = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \mu \quad (2.8)$$

У аксијалном ослонцу може се уградити котрљајни или клизни лежај. Ако је уграђен котрљајни лежај, отпори трења су веома мали па се може узети да је $T_\mu = 0$.

Навојно вретено на основу слике 2.9, изложено је у неким пресецима сложенем напрезању и то: затезање или притисак услед силе F и увијање под дејством обртног момента T_n и T_μ . Код притиснутих навојних спојева треба проверити и степен сигурности при извијању, [1].



слика 2.8 – расподела оптерећења дуж навојног вретена

Радни напони у навојном вретену изазвани спољашњим оптерећењем према слици 2.8 су:

- пресек I-I је изложен само увијању услед момента $T_t = T_n + T_\mu$, па је напон на увијање:

$$\tau = \frac{T_t}{W_p} \quad (2.9)$$

где је W_p [mm³] отпорни момент попречног пресека језгра:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (2.10)$$

Одговарајући степен сигурности је:

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} \geq S_{min} \quad (2.11)$$

где је минимални степен сигурности $S_{min} = 1,25 \dots 2,5$.

- пресек II-II је изложен дејству аксијалне силе F и момента увијања који има различите вредности за варијанте а) и б) на слици 2.8, тако да је $T_t = T_\mu$ за варијанту а) и $T_t = T_n$ за варијанту б). Одговарајући радни напони су:

$$\sigma = \frac{F}{A_3}, \tau = \frac{T_t}{W_p} \quad (2.12)$$

где је A_3 [mm²] површина попречног пресека језгра навоја:

$$A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (2.13)$$

Када у пресеку II-II влада сложено напрезање, потребно је одредити прво појединачне степене сигурности, а затим укупни степен сигурности.

- Парцијални степени сигурности:

$$S_\sigma = \frac{[\sigma]}{\sigma}, \quad S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} \quad (2.14)$$

- Укупни степен сигурности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (2.15)$$

Критични напони $[\sigma]$ и $[\tau]$, који се јављају у изразу (2.14) за парцијалне степене сигурности, једнаки су граници течења или динамичкој издржљивости у зависности од карактера радног оптерећења и радних напона (радни напони се мењају на исти начин као и радна оптерећења).

$$[\sigma] = R_{eH} \cdot \zeta_1 \cdot \zeta_2 \cdot \zeta_T \quad (2.16)$$

$$[\tau] = \tau_T \cdot \zeta_1 \cdot \zeta_2 \cdot \zeta_T \quad (2.17)$$

Код навојних вретена велике дужине и изложених дејству аксијалне притисне силе треба проверити степен сигурности на извијање:

$$S = \frac{[\sigma]_k}{\sigma_{mp}} \quad (2.18)$$

Као меродавни радни напон за прорачун степена сигурности против извијања узима се:

$$\sigma_{mp} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \quad (2.19)$$

Препоручене вредности степена сигурности се крећу у границама $S = 3 \dots 6$, ако се прорачун критичног напона врши према *Euler-u*, односно $S = 2 \dots 4$, ако је критичан напон одређен према *Tetmayer-u*.

- Уколико је виткост штапа $60 < \lambda < 89$, одређивање критичног напона врши се према *Euler-u*:

$$[\sigma]_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (2.20)$$

- Уколико је виткост штапа $\lambda > 89$, одређивање критичног напона врши се према *Tetmayer-u*:

$$[\sigma]_k = 335 - 0,62 \cdot \lambda \text{ [MPa]} \quad (2.21)$$

λ представља виткост вретена:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} \quad (2.22)$$

где l_{red} представља редуковану дужину извијања:

$$l_{red} = l \cdot \beta \quad (2.23)$$

l – укупна дужина штапа [mm],

β – коефицијент извијања за притиснуте штапове и његова вредност је различита за различите случајеве. Вредност кофицијента β се узима из литературе, [5].

Вредност i_{min} представља минимални полупречник инерције, [1,5,6] :

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.24)$$

A - површина попречног пресека вретена [mm²] и рачуна се:

$$A = \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} \quad (2.25)$$

I - момент инерције језгра навојног вретена [mm⁴] и рачуна се:

$$I = \frac{d_3^4 \cdot \pi}{64} \quad (2.26)$$

2.4.2 Оптерећење код навртке

Навртка покретних навојних спојева, у зависности од места ослањања, може бити затегнута или притиснута (затегнутом вретену одговара затегнута навртка, а притиснутом вретену одговара притиснута навртка). Преко додира навојака вретена и навртке преноси се радно оптерећење па се на тим површинама јавља површински притисак. На слици 2.9 приказана је расподела оптерећења код навртке покретног навојног споја. У циљу постизања најповољнијих клизних својстава у споју навојног вретена и навртке, потребно је правилно извршити избор материјала за ове елементе. Тако, за навртку се обично бира бронза, а за навојно вретено челик.

Висина навртке се бира тако да површински притисак између навојака вретена и навртке не пређе дозвољену вредност.

$$p \leq p_{doz} \quad (2.27)$$

Површински притисак у најоптерећенијем навојку је:

$$p = \frac{F \cdot \zeta_r}{z \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{\text{doz}} \quad (2.28)$$

F - уздужна сила која оптерећује навојно вретено, [N],

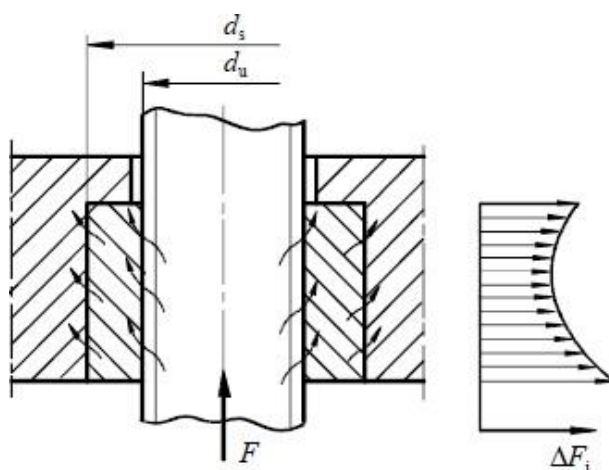
z - број навојака навртке (узима се између 7...9),

H_1 - дубина ношења навоја, [mm],

d_2 - средњи пречник навоја, [mm],

ζ_r - фактор расподеле оптерећења на навојке навојног пара,

p_{doz} - дозвољени површински притисак на додиру навојка, [MPa].



слика 2.9 – пример оптерећења навртке покретног навојног споја

Степен сигурности против појаве граничне похабаности:

$$S_p = \frac{p_N}{p} > 1 \quad (2.29)$$

p_N - временски ограничена издржљивост материјала навртке при површинском притиску, [MPa]

Вредност за p_N се усваја из табеле 1.12.3 [1]. Из израза за вредност површинског притиска (2.28) се обично одређује средњи пречник навоја d_2 . Према тој прорачунатој вредности усваја се одговарајући номинални пречник навоја. Спољашњи пречник навртке се усваја на основу конструкционе концепције.

Код машина где се захтева велика кинематичка тачност, примењују се котрљајуће навртке, чиме се смањују зазори настали услед хабања.

2.5 Степен искоришћења покретних навојних спојева

Код покретних навојних преносника само један део механичке енергије се претвара у користан рад. Други део механичке енергије, услед клизања и отпора у аксијалном лежају, претвара се у топлотну енергију. Зато је степен искоришћења веома важна карактеристика покретних навојних спојева. Општи израз за степен искоришћења представља однос корисно извршеног рада и уложене енергије. Како је користан рад мањи од уложеног, то је степен искоришћења увек мањи од јединице:

$$\eta = \frac{P_k}{P} < 1 \quad (2.30)$$

Ако се посматра пример ручне дизалице, рад уложен за дизање терета може да се изрази као снага:

$$P = T \cdot \omega = \omega \cdot F_a \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu \cdot r_\mu \right] \quad (2.31)$$

Корисна снага је:

$$P_k = v_a \cdot F_a = v_t \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot F_a = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot F_a = \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot F_a \quad (2.32)$$

v_a - аксијална брзина [m/s],

F_a - терет који се подиже (аксијална сила) [N],

P - утрошена снага [kW],

P_k - корисна снага [kW].

Конечан израз за степен искоришћења покретног навојног споја је:

$$\eta = \frac{P_k}{P} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \frac{d_\mu}{d_2} \cdot \mu} \quad (2.33)$$

d_μ - средњи пречник трења [mm],

ρ_n - угао трења [°],

μ - коефицијент трења.

Ако је момент трења једнак нули, $T_\mu=0$ (овај случај настаје ако је у ослонцу уграђен котрљајни лежај), степен искоришћења има већу вредност и израчунава се према:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)} \quad (2.34)$$

Степен искоришћења навојног пара, при повећању угла нагиба навоја, нагло расте у почетку, а затим је пораст мањи и при углу $\varphi=45^\circ$ достиже максимум.

Самоковиви навоји имају мали угао нагиба навоја, па је и вредност степена искоришћења мала:

$$\eta < 0,5$$

3. ПРОЈЕКАТ ВЕРТИКАЛНОГ ПОДИЗАЧА

3.1 Пројектни задатак

Основни задатак вертикалног подизача је да преноси терет са нивоа приземља на први спрат објекта. Максималне димеизије теретног простора облика полукруга су:

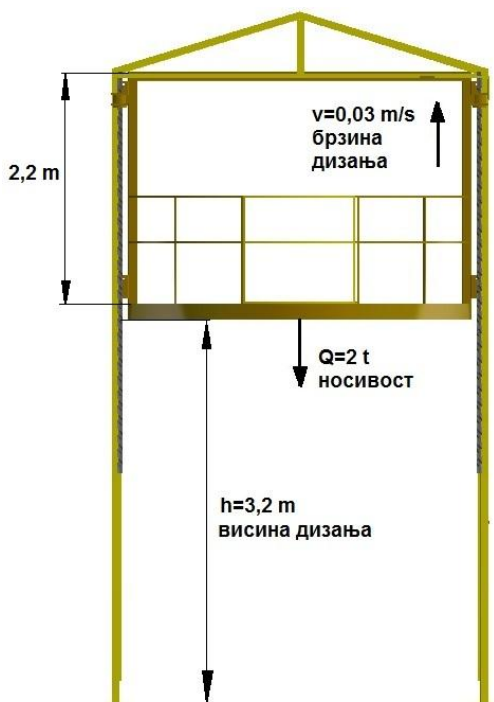
- дужина: 2,8 m,
- ширина: 1,4 m,
- висина: 2,2 m.

Принцип рада: Принцип рада вертикалног подизача своди се на вертикално кретање теретне платформе помоћу покретног навојног споја. Са стране се налазе два навојна вретена вертикално постављена и која су у директном контакту са носећом платформом преко навртки које су учвршћене на носећој платформи. Као погонски агрегат користи се електромотор, који преко редуктора и ланчаног преносника покреће навојна вретена. Навојна вретена преко покретног навојног споја остварују вертикално кретање носеће платформе. Смер окретања навојних вретена директно утиче на смер вертикалног кретања платформе.

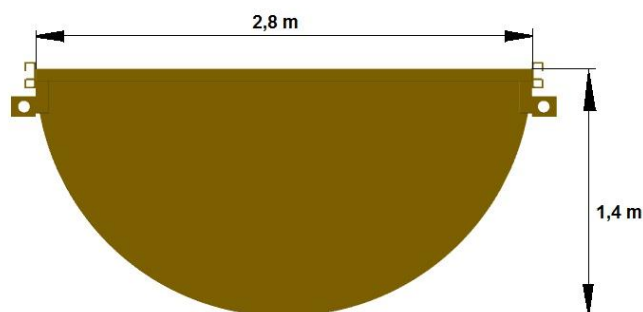
Карактеристике вертикалног подизача са навојним вретеном:

- Брзина дизања платформе: $v=0,03 \text{ m/s}$,
- Носивост платформе: $Q=2000 \text{ kg}$,
- Претпостављена маса конструкције: $m=600 \text{ kg}$,
- Висина подизања: $h=3,2 \text{ m}$,
- Температура околине: -40°C до $+50^{\circ}\text{C}$.

Карактеристике вертикалног подизача са навојним вретеном приказане су на слици 3.1. Димензије теретног простора облика полукруга приказане су на слици 3.2.



слика 3.1 – карактеристике подизача



слика 3.2 – димензије теретног простора

3.2 Прорачун вертикалног подизача

3.2.1 Избор трапезног навоја вретена:

Користе се два навојна вретена.

Материјал навојног вретена: Č.0545

- » $R_{eH}=300 \text{ MPa}$
- » $R_m=550 \text{ MPa}$
- » $\sigma_{D(0)}=310 \text{ MPa}$
- » $\tau_{D(0)}=205 \text{ MPa}$

напомена: Карактеристике материјала узете из табеле 11.2.1 [1]

Степен сигурности на оптерећење на притисак:

$$S_1=3$$

Дозвољени нормални напон за оптерећење на притисак:

$$\sigma_{doz} = \frac{R_{eH}}{S_1} = \frac{300}{3} = 100 \text{ MPa}$$

Површина потребног попречног пресека језгра навојног вретена:

$$A = \frac{1,3 \cdot F_1}{\sigma_{doz}} = \frac{1,3 \cdot 13\,000}{100} = 169 \text{ mm}^2$$

$$F=2600 \text{ kg} \cdot g=26\,000 \text{ N}$$

$$F_1 = \frac{F}{2} = \frac{26\,000}{2} = 13\,000 \text{ N}$$

Израчунатој површини попречног пресека језгра одговара трапезни навој Tr 20x4, али је због извијања навојног вретена усвојен трапезни навој **Tr 50x8**.

Табела 3.1 – Карактеристике навоја Tr 50x8, [1]

називни пречник	d=D	50 mm
корак	P	8 mm
средњи пречник	d ₂ =D ₂	46 mm
пречник језгра	d ₃	41 mm
дубина ношења	H ₁	4 mm
пресек језгра	A	1319 mm ²
угао нагиба навоја	φ	3,17°

3.2.2 Избор електромотора и редуктора:

Узимајући у обзир усвојену концепцију конструкције, одвојена комбинација електромотора и редуктора није одговарајућа због простора и тежине конструкције. Из тог разлога изабран је моторредуктор. Пошто је задата брзина кретања платформе $v=0,03 \text{ [m/s]}$ и усвојени преносни однос ланчаног преносника $i_L=1$, моторредуктор се бира на следећи начин:

Број обртаја навојног вретена се израчунава на основу израза:

$$n_{vr} = \frac{n_{EM}}{i_{red} \cdot i_L}$$

Брзина кретања платформе (брзина подизања терета) једнака је производу броја обртаја навојног вретена и корака навоја вретена:

$$v_{\text{diz}} = n_{\text{vr}} \cdot P_{\text{vr}} = \frac{n_{\text{EM}}}{i_{\text{red}} \cdot i_L} \cdot P_{\text{vr}}$$

$$n_{\text{vr}} = \frac{0,03}{0,008} \cdot 60 = 225 \text{ min}^{-1}$$

Потребна снага електромотора:

$$P_{\text{EM}} = \frac{2 \cdot P_{1\text{VR}}}{\eta_L \cdot \eta_R} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot v_{\text{diz}}}{\eta_L \cdot \eta_R \cdot \eta_{\text{NV}}}$$

Ако је момент трења једнак нули, $T_{\mu}=0$ (овај случај настаје ако је у ослонцу уграђен котрљајни лежај), степен искоришћења има већу вредност и израчунава се према изарзу (2.34):

$$\eta_{\text{NV}} = \frac{\text{tg} \varphi}{\text{tg}(\varphi + \rho_n)} = \frac{\text{tg} 3,17^\circ}{\text{tg}(3,17^\circ + 7,08^\circ)} = 0,306$$

Минимална потребна снага на једном вратилу износи:

$$P_{1\text{VR}} = \frac{F_1 \cdot v_{\text{diz}}}{\eta_L \cdot \eta_R \cdot \eta_{\text{NV}}} = \frac{13\,000 \cdot 0,03}{0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,306} = 1340,74 \text{ kW}$$

» Степен искоришћења:

- редуктор (цилиндрични зупчаници са косим зубима): $\eta_R=0,98$
- ланчани пренос: $\eta_{\text{LP}}=0,97$

$$P_{\text{EM}}=2 \cdot P_{1\text{VR}}=2 \cdot 1340,74=2681,48 \text{ W}=2,68 \text{ kW}$$

Да би се остварила брзина подизања 0,03 [m/s] или 1,8 [m/min], потребан излазни број обртаја моторредуктора је 225 [min^{-1}]. При избору моторредуктора, критеријум избора је излазни број обртаја и потребна снага, и бира се моторредуктор са првом већом снагом и приближним бројем обртаја на излазном вратилу.

Selection and ordering data (continued)

Power rating P_{motor} kW	Output speed n_2 (50 Hz) rpm	n_2 (60 Hz) rpm	Output torque T_2 Nm	Service factor f_B	Gearbox ratio i_{tot}	Order No.	Order code (No. of poles)	Weight*) kg
3.0 (50 Hz) 3.6 (60 Hz)	Z.38-LA100LB4							
	256	307	112	1.5	5.55	2KJ1102 - FM13 - B1		35
	298	358	96	1.7	4.77	★ 2KJ1102 - FM13 - A1		35
	E.128-LA100LB4							
	140	168	205	2.7	10.14	★ 2KJ1006 - FM13 - T1		119
	151	181	190	3.1	9.40	2KJ1006 - FM13 - S1		119
	159	191	180	3.5	8.94	★ 2KJ1006 - FM13 - R1		119
	170	204	168	4.2	8.35	2KJ1006 - FM13 - Q1		119
	E.88-LA100LB4							
	137	164	208	1.1	10.33	★ 2KJ1004 - FM13 - S1		61
	150	180	191	1.1	9.46	2KJ1004 - FM13 - R1		61
	169	203	170	1.4	8.42	★ 2KJ1004 - FM13 - Q1		61
	185	222	155	1.6	7.69	2KJ1004 - FM13 - P1		61
	201	241	143	2.0	7.07	★ 2KJ1004 - FM13 - N1		61
	217	260	132	2.3	6.53	2KJ1004 - FM13 - M1		61
	234	281	122	2.3	6.06	★ 2KJ1004 - FM13 - L1		61
	251	301	114	2.8	5.65	2KJ1004 - FM13 - K1		61
	278	334	103	3.6	5.11	★ 2KJ1004 - FM13 - J1		61
	302	362	95	4.1	4.70	2KJ1004 - FM13 - H1		61
	336	403	85	4.7	4.23	★ 2KJ1004 - FM13 - G1		61
	364	437	79	4.9	3.90	2KJ1004 - FM13 - F1		61
	E.68-LA100LB4							

слика 3.3 – каталог моторредуктора компаније „Siemens“ [7]

» Бира се моторредуктор произвођача „Siemens“:

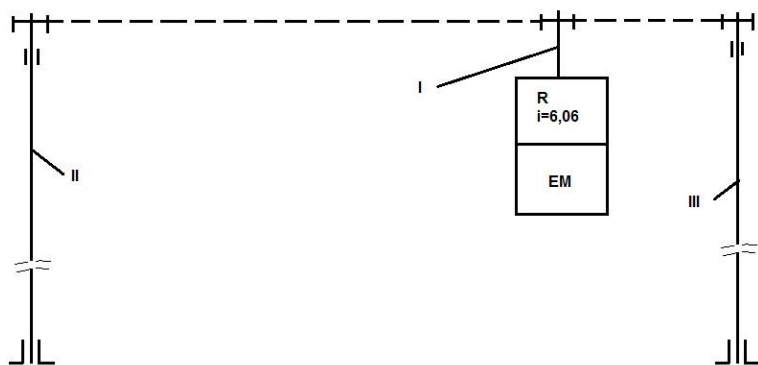
Табела 3.2 – карактеристике изабраног моторредуктора [7]

тип мотора:	E.88-LA100.B4
излазни број обртаја:	234 min^{-1}
снага:	3 kW
излазни момент:	122 Nm
маса:	61 kg
фреквенција:	50 Hz
преносни однос	1 : 6,06



слика 3.4 – моторредуктор

3.2.3 Прорачун основних параметара преносника



слика 3.5 – шема преносника вертикалног подизача

Прорачун снаге на елементима преносника:

$$P_{EM} = 3 \text{ kW}$$

$$P_I = P_{EM} \cdot \eta_{red} = 3 \cdot 0,98 = 2,94 \text{ kW}$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{LP} = 2,94 \cdot 0,97 = 2,85 \text{ kW}$$

$$P_{III} = P_{II} = 2,85 \text{ kW}$$

Прорачун бројева обртаја на елементима преносника:

$$n_{EM} = 1418 \text{ min}^{-1}$$

$$n_I = \frac{n_{EM}}{i_{red}} = \frac{1418}{6,06} = 234 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{II} = n_I = 234 \text{ min}^{-1}$$

Прорачун угаоних брзина на елементима преносника:

$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = 148,42 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = 24,49 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{II} = \omega_I = 24,49 \text{ s}^{-1}$$

Прорачун обртног момента на елементима редуктора:

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} = \frac{3000}{148,42} = 20,212 \text{ Nm}$$

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{2940}{24,49} = 120,05 \text{ Nm}$$

$$T_{II} = T_I = 120,05 \text{ Nm}$$

3.2.4 Прорачун навојног вретена на притисак и увијање

Момент увијања:

$$T_t = F_1 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

Угао трења се рачуна према следећем обрасцу:

$$\rho_n = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = 7,08^\circ$$

» коефицијент трења: $\mu=0,12$ (за нормалну обраду),

» угао профила навоја: $\alpha=30^\circ$,

» угао нагиба завојнице код трапезног навоја Tr 50x8: $\varphi=3,17^\circ$.

Пошто је угао завојнице мањи од угла трења, изабрани навој је самокочив.

$$T_t = 13000 \cdot \frac{46}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,17^\circ + 7,08^\circ) = 54\,068 \text{ Nmm}$$

Радни напон на притисак у језгру завојнице:

$$\sigma = \frac{F_1}{[A]} = \frac{13000}{1319} = 9,85 \text{ MPa}$$

Радни напон на увијање у језгру завојнице:

$$\tau = \frac{\tau_t}{W_p} = \frac{54\,068}{13525} = 3,99 \text{ MPa}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 41^3}{16} = 13\,525 \text{ mm}^3$$

Критични напон на притисак у језгру завојнице:

$$[\sigma] = R_{eH} \cdot \zeta_1 \cdot \zeta_2 \cdot \zeta_T$$

» Фактор пречника навоја ζ_1 усваја се из табеле 1.4.1 [1]

$$\zeta_1=0,88$$

» Фактор стања површине ζ_2 усваја се из табеле 1.4.1 [1]

$$\zeta_2=0,95$$

» Фактор пластичног ојачања ζ_T усваја се из табеле 1.4.1 [1]

$$\zeta_T=1,2$$

$$[\sigma] = 300 \cdot 0,88 \cdot 0,95 \cdot 1,2 = 300,96 \text{ MPa}$$

Критичан напон на увијање у језгру завојнице:

$$[\tau] = \tau_T \cdot \zeta_1 \cdot \zeta_2 \cdot \zeta_T$$

» Фактор пречника навоја ζ_1 усваја се из табеле 1.4.1 [1]

$$\zeta_1 = 0,85$$

» Фактор стања површине ζ_2 усваја се из табеле 1.4.1 [1]

$$\zeta_2 = 0,95$$

» Фактор пластичног ојачања ζ_T усваја се из табеле 1.4.1 [1]

$$\zeta_T = 1,2$$

$$[\tau] = 200 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 1,2 = 193,8 \text{ МПа}$$

Парцијални степен сигурности за нормални напон:

$$S_\sigma = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{300,96}{9,85} = 30,55$$

Парцијални степен сигурности за тангенцијални напон:

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{193,8}{3,99} = 48,57$$

Укупни степен сигурности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{30,55 \cdot 48,57}{\sqrt{30,55^2 + 48,57^2}} = 25,86$$

» **задовољава!**

3.2.5 Извијање навојног вретена

Проверен је укупан степен сигурности приликом сложеног напона (притисак и увијање) и степен сигурности износи 25,86 што задовољава. Следеће што мора да се провери је степен сигурности против извијања. У овом случају навојно вретено је трећи случај код извијања, где је доњи крај чврсто причвршћен, а горњи крај је покретни ослонац (слика 3.5). Прорачун на извијање се врши према литератури [5].



слика 3.6 - извијање навојног вретена

Висина навојног вретена:

$$l=3,3 \text{ m}$$

Дужина извијања навојног вретена:

$$l_k = \beta \cdot l$$

» Коефицијент извијања β се очитава са слике 7.2 [5]

$$l_k = 0,7 \cdot 3,3 = 2,31 \text{ m}$$

Полупречник инерције:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

I – момент инерције језгра навојног вретена [mm^4]:

$$I = \frac{d_3^4 \cdot \pi}{64} = \frac{41^4 \cdot \pi}{64} = 138\,638,89 \text{ mm}^4$$

A – површина попречног пресека језгра навојног вретена [mm^2]:

$$A = 1319 \text{ mm}^2$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{138\,638,90}{1319}} = 10,25 \text{ mm}$$

Виткост навојног вретена:

$$\lambda = \frac{l_k}{i_{min}} = \frac{2310}{10,25} = 225,36 \text{ mm}$$

Критични напон на извијање:

$$[\sigma]_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{225,36^2} = 41,76 \text{ MPa}$$

Степен сигурности против извијања:

» Као меродавни радни напон за прорачун степена сигурности против извијања узима се:

$$\sigma_{mp} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \sqrt{9,85^2 + 3 \cdot 3,99^2} = 12,03 \text{ MPa}$$

$$S_k = \frac{[\sigma]_k}{\sigma_{mp}} = \frac{41,76}{12,03} = 3,47$$

Минимални степен сигурности против извијања:

$$S_{kmin} = 3 \dots 6$$

» **задовољава!**

3.2.6 Прорачун навојног пара:

Материјал навртке:

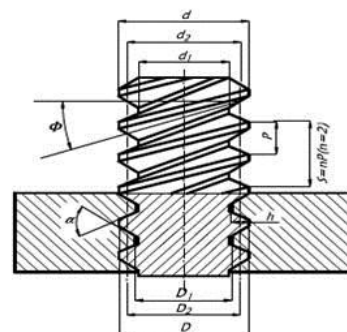
Материјал: бронза

PCuSn14

Број завојака:

$z=7...9$

» усваја се број завојака: $z=8$



слика 3.7– навојни пар

Површински притисак на додиру навојка вретена и навртке:

$$p = \frac{F \cdot \zeta_r}{z \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1}$$

$$p = \frac{13000 \cdot 2}{8 \cdot 46 \cdot \pi \cdot 4} = 5,62 \text{ MPa}$$

» Фактор ζ_r се бира између 1,4...2,5. Усваја се: $\zeta_r = 2$

» Дубина ношења навоја - $H_1=0,5 \cdot P=4 \text{ mm}$ - табела 1.2.4 [1]

Дозвољени површински притисак:

$p_{doz}=10 \text{ MPa}$ - табела 1.12.2 [1]

Висина навртке:

$H=8 \cdot 8=64 \text{ mm}$

Пречник навртке:

$D_n=1,5 \cdot 48=72 \text{ mm}$

Степен сигурности против појаве граничне похабаности:

$$S_p = \frac{p_N}{p} = \frac{17,5}{5,62} = 3,11$$

$p_N=17,5 \text{ MPa}$ табела 1.12.3 [1]

$S_{pmin}=1,2$

» **задовољава!**

напомена: ради осигуравања навртке од одвртања и испадања из лежишта уграђује се сигурносна навртка испод основне навртке. Сигурносна навртка има исти навој као и основна навртка, али је њена висина много мања у односу на главну навртку.

3.2.7 Угиб навојног вретена од момента савијања:



Приликом дејства силе тежине терета у навојном вретену се јављају моменти савијања у вертикалној равни, који теже да савију навојно вретено (приказано на слици 3.7 у вертикалној равни). Величина момената савијања зависи директно од тежине терета и од растојања тежишта терета до навојног вретена. Као тежиште терета узима се средина платформе, тако да је нормално растојање од тежишта терета до осе навојног вретена половина ширине платформе:

$$z = \frac{2800}{2} = 1400 \text{ mm}$$

слика 3.8 – моменти савијања у вертикалној равни

Дужина навојног вретена:

$$l = 3300 \text{ mm}$$

Средњи пречник навоја:

$$d_2 = 46 \text{ mm (табела 3.1)}$$

Максимални угиб навојног вретена:

$$f_{\max} = \frac{M \cdot l^2}{27 \cdot B}$$

$$f_{\max} = \frac{M \cdot l^2}{27 \cdot E \cdot I_x} = \frac{M \cdot l^2}{27 \cdot E \cdot \frac{d^4 \cdot \pi}{64}} = \frac{64 \cdot M \cdot l^2}{27 \cdot E \cdot d^4 \cdot \pi}$$

$$f_{\max} = \frac{64 \cdot 5\,040\,000 \cdot 3300^2}{27 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 46^4 \cdot \pi} = 10,127 \text{ mm}$$

» момент инерције језгра навојног вретена [mm^4]:

$$I_x = \frac{d_2^4 \cdot \pi}{64}$$

» као меродавна сила оптерећења узима се сила максималног оптерећења:

$$F = 2600 \text{ N}$$

» момент савијања навојног вретена:

$$M_s = F_1 \cdot z = 2600 \cdot 1400 = 3\,640\,000 \text{ Nmm}$$

3.2.8 Избор ланца за погон лифта:

Снага мотора:

$$P=3 \text{ kW}$$

Излазни број обртаја електромотора:

$$n=234 \text{ min}^{-1}$$

Дијаграмска снага:

$$P_D=P \cdot K_L$$

Поправни коефицијенти:

$$K_L=K_Z \cdot K_i \cdot K_u \cdot K_A \cdot K_p$$

» фактор броја зуба погонског ланчаника $K_Z=f(Z_1)$

$$Z_1=19$$

$$K_Z=1 \text{ - табела 1.4 [8]}$$

» фактор преносног односа $K_i=f(i)$

$$i=1$$

$$C_i=1,22 \text{ - табела 1.7 [8]}$$

» фактор удара $K_u=f(\zeta_u)$

$$\zeta_u=1,5 \text{ - табела 1.1 [8]}$$

$$K_u=1,18 \text{ - табела 1.8 [8]}$$

» фактор осног растојања $K_A=f(A/h)$

$$K_A=0,87 \text{ - табела 1.9 [8]}$$

» фактор подмазивања K_p

$$K_p=1,4 \text{ - табела 1.10 [8]}$$

$$K_L=1 \cdot 1,22 \cdot 1,18 \cdot 0,87 \cdot 1,4=1,753$$

$$P_D=1,753 \cdot 3=5,259 \text{ kW}$$

Избор ланца:

Избор ланца врши се на основу дијаграмске снаге и број обртаја ланчаника са дијаграма 1.19 [8].

» Бира се ваљкасти једноредни ланац:

$$1 \times 25,4 \times 17,02$$



слика 3.9 – ваљкасти ланац

Карактеристике ланца:

Табела 3.3 – карактеристике изабраног ланца [8]

Корак ланца	25,4 mm
Унутрашња ширина унутрашњег чланка	17,02 mm
Ширина унутрашњег чланка	25,45 mm
Унутрашња ширина спољашњег чланка	25,75 mm
Пречник ваљка	15,88 mm
Пречник осовинице	8,27 mm
Корак по ширини	31,88 mm
Ширина ламеле	24 mm

3.2.9 Прорачун ланчаника**Подеони пречник ланчаника:**

$$d_{01} = \frac{h}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180}{19}\right)} = 154,41 \text{ mm}$$

Брзина ланца:

$$v = \frac{d_{01} \cdot n_1}{19100} = \frac{154,41 \cdot 230}{19100} = 1,86 \text{ m/s}$$

Обртни момент:

$$M_{01} = \frac{9550 \cdot P}{n_1} = \frac{9550 \cdot 3}{234} = 122,43 \text{ Nm}$$

Обимна сила:

$$F_{01} = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 3}{1,86} = 1612,9 \text{ N}$$

Рачунска сила у вучном огранку:

$$F_1 = F_{01} + F_q + F_c$$

» сила затезања услед тежине слободног огранка:

$$F_q = k_f \cdot q \cdot A = 6 \cdot 0,68 \cdot 0,762 = 31,08 \text{ N}$$

$k_f = 6$ – за хоризонталне преноснике [8]

$$A = 30h = 30 \cdot 25,4 = 762 \text{ mm}$$

$$q = 0,68 \left[\frac{\text{daN}}{\text{m}} \right] \text{ – тежина ланца - табела 1.1 [8]}$$

» центрифугална сила:

$$F_c = \frac{q \cdot v^2}{g} = \frac{6,8 \cdot 1,86^2}{9,81} = 2,39 \text{ N}$$

$$g = 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \text{ – убрзање земљине теже}$$

$$F_1 = F_{01} + F_q + F_c = 1612,9 + 31,08 + 2,39 = 1646,37 \text{ N}$$



слика 3.10 - ланчаник

Рачунски притисак у зглобу:

$$p_r = \frac{F_1}{A_1} = \frac{1646,37}{210,47} = 7,822 \text{ МПа}$$

$$A_1 = b_1 \cdot d_1 = 25,45 \cdot 8,27 = 210,47 \text{ mm}^2$$

» стварни дозвољени рачунски притисак:

$$p_s = \frac{[p] \cdot \lambda}{k_p} = \frac{24,5 \cdot 0,895}{1,4} = 15,96 \text{ МПа}$$

$[p] = 24,5 \text{ МПа}$ – дозвољени површински притисак – табела 1.13 [8]

$\lambda = 0,912$ – табела 1.14 [8]

$$p_r < p_s$$

$$7,822 < 15,96$$

» задовољава

Статички степен сигурности:

» најмања прекидна сила:

$F_p = 63,76 \text{ kN}$ – табела 1.1 [8]

$$v_s = \frac{F_p}{F_1} = \frac{63\,760}{1646,37} = 38,72$$

Динамички степен сигурности:

$$v_D = \frac{F_p}{\zeta_u \cdot F_1} = \frac{63\,760}{2,5 \cdot 1646,37} = 15,49$$

» Коефицијент удара: $\xi_u = 2,5$ – табела 1.11 [8]

$V_{Dtab} = 8,4$ – табела 1.15 [8]

$$V_D > V_{Dtab}$$

$$15,49 > 8,4$$

» задовољава

3.2.10 Избор лежаја

Динамичка моћ ношења лежаја:

$$C \geq \frac{F}{K_t} \cdot \sqrt[\alpha]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}}$$

$K_t=1$ - табела 7.5.1 [1]

$n=234 \text{ min}^{-1}$

$\alpha=3$ (куглични лежај)

$L_h=12000 \text{ h}$

$F=13\,000 \text{ N}$

$$C \geq \frac{13\,000}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 234 \cdot 12000}{10^6}}$$

$C \geq 71\,800,28 \text{ N}=71,8 \text{ kN}$

» Усваја се лежај из табеле 7.5.9 [1]:

конично-ваљкасти једноредни лежај 32209

Табела 3.4 – карактеристике изабраног лежаја [1]

Тип лежаја	32209	
Динамичка моћ ношења	C	74,8kN
Пречник унутрашњег прстена	d	45 mm
Пречник спољашњег прстена	D	85 mm
Ширина лежаја	T	24,75 mm
Заобљење	r_1	1,5 mm



слика 3.11 - конично ваљкасти једноредни лежај

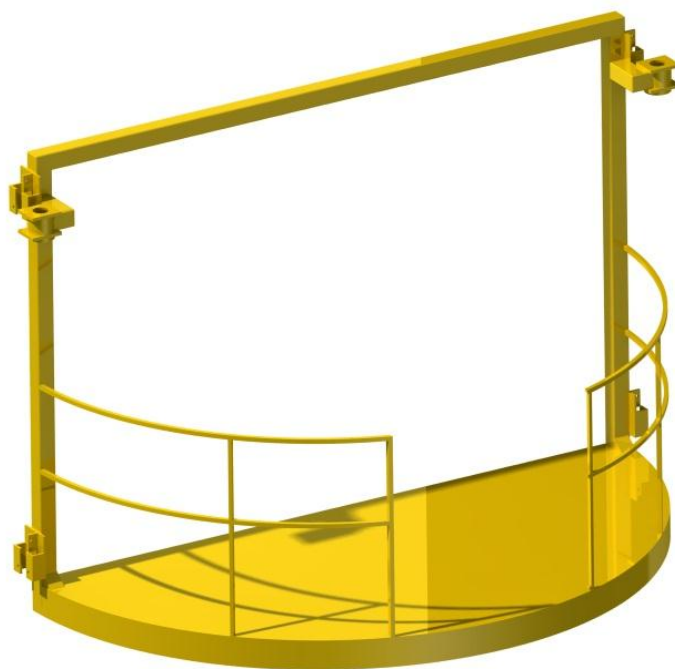
3.3 Принцип израде и монтаже

Принцип израде и монтаже јако је битан при пројектовању оваквог вертикалног подизача. Принцип рада вертикалног подизача своди се на вертикално кретање теретне платформе помоћу покретног навојног споја. Вертикални подизач са навојним вretenом се може поделити на два основна дела:

- носећу конструкцију (слика 3.12),
- теретну платформу (слика 3.13).



слика 3.12 – носећа конструкција



слика 3.13 – теретна платформа

3.3.1 Носећа конструкција

3.3.1.1 Принцип конструкције носећег рама

Носећа конструкција у суштини представља главни ослонац вертикалног подизача, која је причвршћена за чврст објекат. Представља рам формиран од заварених носача профила UNP 16, који на полеђини дуж стране имају заварен кутијаст профил. Кутијаст профил има јако битну улогу, а то је да одржава праволинијску форму теретне платформе помоћу вођица, приликом кретања (подизања и спуштања). Носач профила UNP 16 приказан је на слици 3.14. Рам је формиран од два оваква носача паралелно постављена на одређеном растојању, постављених тако да су кутијаст профил окренути један према другој. Конструкција је направљена од конструкционог челика Č.0562.

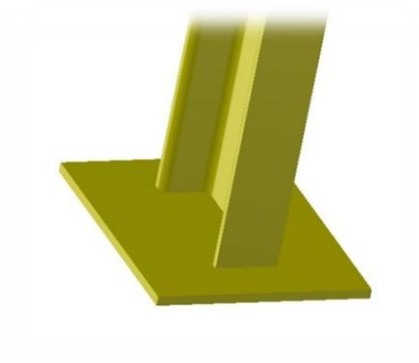


слика 3.14 – профил UNP 16

При врху, носачи су спојени под углом са два краћа носача која су такође профили UNP 16. Спојени су завареним спојем, који је приказан на слици 3.15.



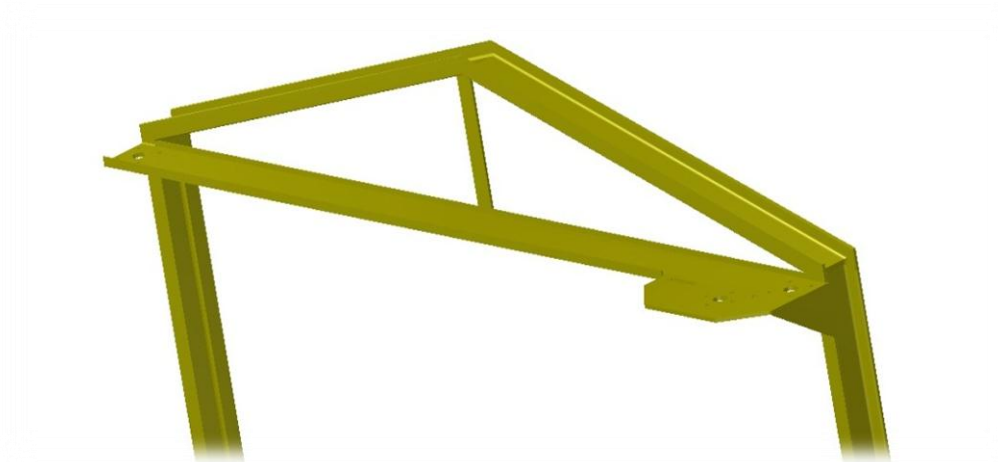
слика 3.15 – заварена конструкција врха носача профила UNP 16



Због стабилности самих носача конструкције, на самом дну носача заварене су стопе које су приказана на слици 3.16.

слика 3.16 – стопе носача

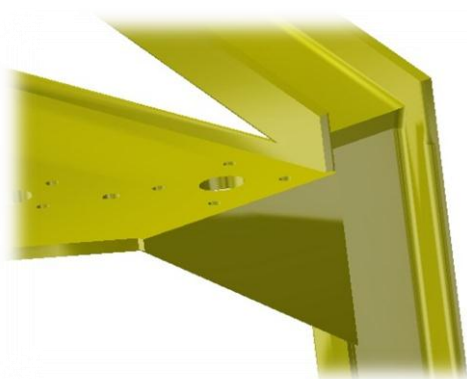
На постојећи рам конструкције, на његов горњи део, према конструкционом решењу треба заварити носећу плочу приказану на слици 3.17, која има веома битну улогу. Она првенствено представља улежиштења самих навојних вретена, која се налазе непосредно испред носача. Дебљина носеће плоче је 15 mm.



слика 3.17 – носећа плоча

Носећа плоча је са десне стране проширена, као што се и види на слици 3.17, јер је у десном делу носеће плоче смештен погонски део вертикалног подизача.

3.3.1.2 Ојачања носеће плоче



Због критичног напона на савијање од саме тежине моторедуктора, овај део носеће плоче је ојачан додатним ребром. Ребро је заварено по десној ивици носеће плоче заједно са профилисаним носачем, као што се може видети на слици 3.18.

слика 3.18 – ојачање носеће плоче помоћу ребра

Због великог распона носеће плоче, постоји могућност да се јаве вибрације приликом експлоатације подизача као и савијање носеће плоче од сопствене тежине. Да не би дошло до вибрације и савијања носеће плоче, плоча је ојачана лимом, који је заварен на средини плоче за врх носеће конструкције. Ојачање је приказано на слици 3.19.



слика 3.19 – ојачање носеће плоче завареним лимом на средини

3.3.1.3 Улежиштење навојног вретена на носећој конструкцији

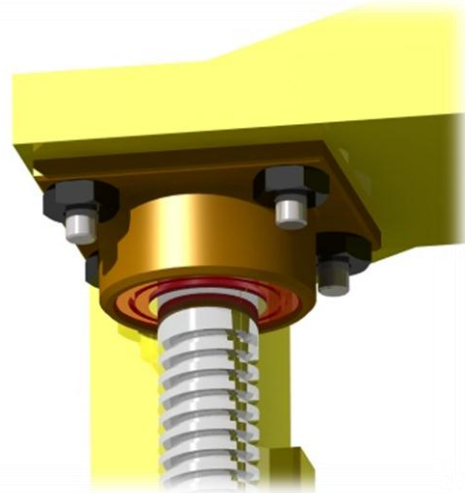


Оба краја навојног вретена морају бити учвршћена за носећу конструкцију. Овај део монтаже је јако битан, пре свега због саме тачности приликом улежиштења. Оба навојна вретена морају да леже у истој равни (вертикалној), како би покретни навојни пар могао исправно да функционише. Како би прецизност улежиштења била задовољавајућа, приликом монтаже користе се разни помоћни алати. Навојно вретено са горње стране учвршћено је за носећу плочу, док је са доње стране учвршћено за носач који је заварен за главни стуб носеће конструкције, тј. за профил UNP 16 (слика 3.20 и слика 3.24).

слика 3.20 – приказ улежиштења вретена

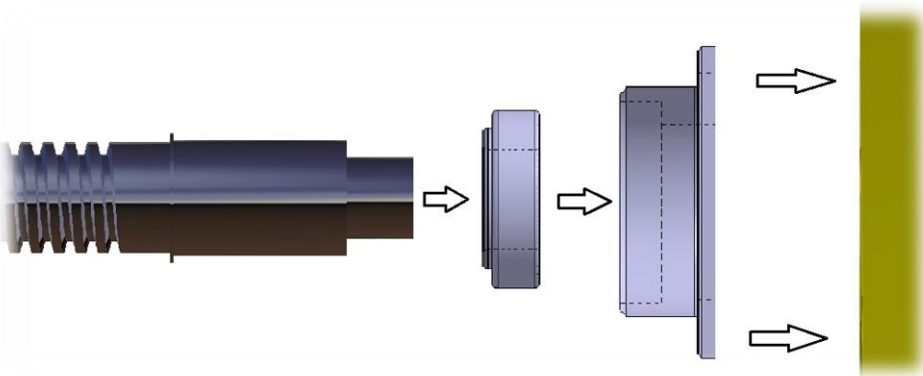
Горње улежиштење

Горњи крај навојног вретена учвршћен је са доње стране носеће плоче. На слици 3.21 приказано је горње улежиштење вратила. У претходном прорачуну у тачки 3.2.10 изабран је конично-ваљкасти једноредни лежај 32209 који је уграђен у улежиштење вратила због смањења силе трења. Карактеристике лежаја дате су у табели 3.4. Први корак је монтажа лежаја на горњи рукавац навојног вретена. Након тога врши се монтажа склопа навојног вретена и лежаја у носач улежиштења.



слика 3.21 – поступак монтаже горњег улежиштења

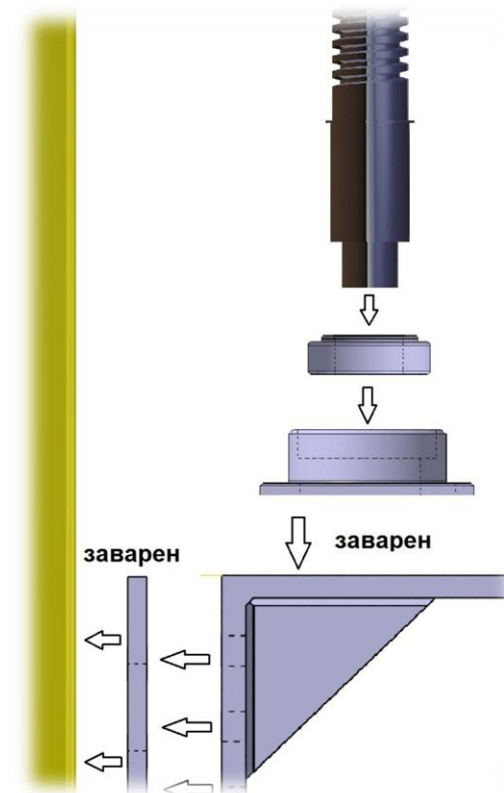
Поступак монтаже горњег улежиштења приказан је на слици 3.22.



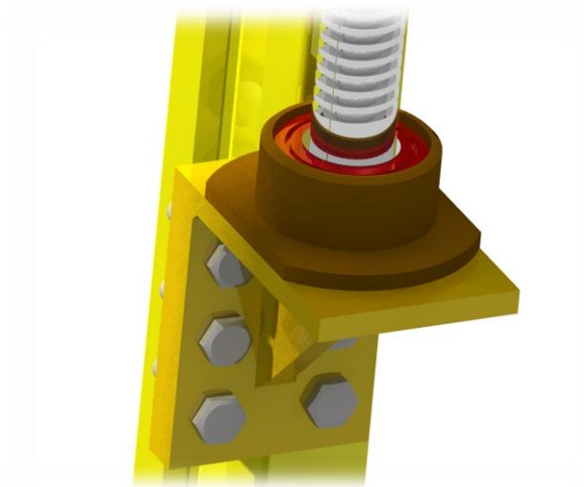
слика 3.22 – поступак монтаже горњег улежиштења

Доње улежиштење

Доњи крај навојног вретена учвршћен је за носач, који је везан за главни стуб носеће конструкције, тј. за профил UNP 16. Конструкција доњег улежиштења приказана је на слици 3.24. Принцип монтаже (слика 3.23) сличан је као и код горњег улежиштења. Носач улежиштења заварен је за угаони носач, који претставља ослонац целокупног улежиштења. Угаони носач је везан помоћу шест завртњева М16 за плочу која је заварена за главни стуб носеће конструкције, тј. за профил UNP 16 (слика 3.24). Доње улежиштење је далеко више оптерећено у односу на горње улежиштење, јер је директно оптерећено аскијалном силом. Ослонац је ојачан ребром дебљине 15 mm по средини са доње стране.



слика 3.23 – принцип монтаже доњег улежиштења

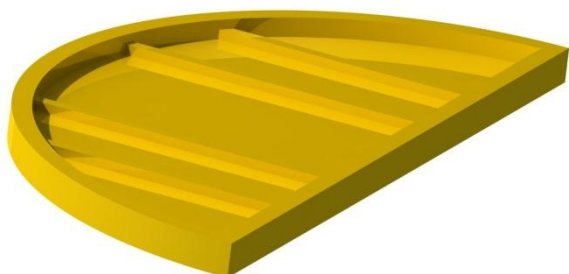


слика 3.24 – доње улежиштење

3.3.2 Теретна платформа

3.3.2.1 Принцип конструкције теретне платформе

Теретна платформа (слика 3.25) представља главни део вертикалног подизача који служи за транспорт теретена на одређену висину. Основа теретне платформе у суштини је плоча облика полукруга дебљине 10 mm, која је ојачана по ивици платформе кутијастим профилем, као и са доње стране са попречним гредама. Полупречник овог полукруга износи 1,4 m. Димензије основе теретне платформе приказане су на слици 3.2. Конструкција је направљена од конструкционог челика Č.0562.



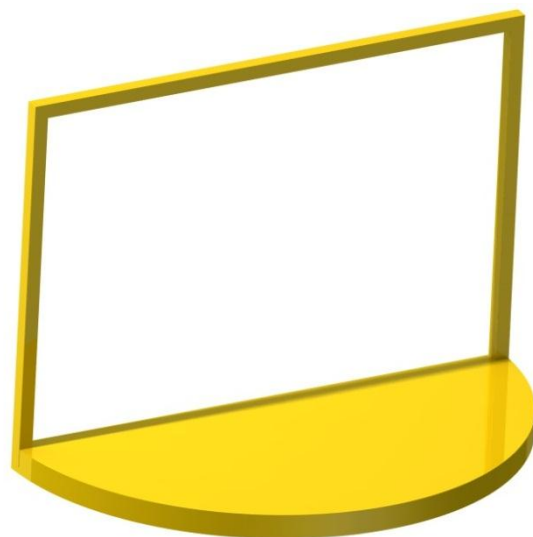
слика 3.25 – основа теретне платформе

На слици 3.27 приказано је ојачање у тачки везе основе теретне платформе и рама израђеног од кутијастих профила. Та тачка је критична услед савијања од терета.

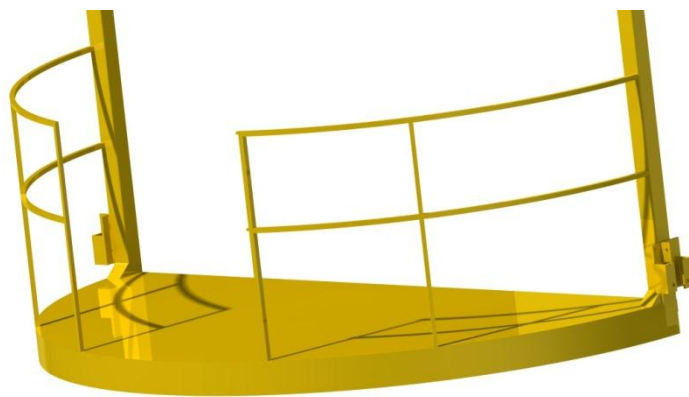


слика 3.27 – ојачање теретне платформе

Ограда је додатни вид ојачања комплетне конструкције теретне платформе. Поред тога ограда ограничава теретни простор и осигурава терет од испадања приликом транспорта. Ограда је направљена од пуног квадартног профила димензија 20x20 mm (слика 3.28).



слика 3.26 – рам теретне платформе



слика 3.28 – ограда на теретној платформи

Јако битан део код теретне платформе јесте носач навртке. При врху рама заварена је конзола, за коју је причвршћен носач навртке, чије је конструктивно решење приказно на слици 3.29. Осе навртке морају да леже у истој равни (вертикалној), како би покретни навојни пар могао исправно да функционише. Израда овог дела мора бити јако прецизна.



слика 3.29 – носач навртке

3.3.2.2 Осигурање навртке



Приликом монтаже навртке, јако је битно осигурати навртку од одвртања или испадања. При врху рама заварена је конзола која држи носач навртке. Носач навртке представља шупљи цилиндар, у коме је смештена навртка (слика 3.30). Након навртке, у носач навртке утискује се сигурносна навртка која се налази испод главне навртке.

слика 3.30 – носач навртке (поглед одоздо)

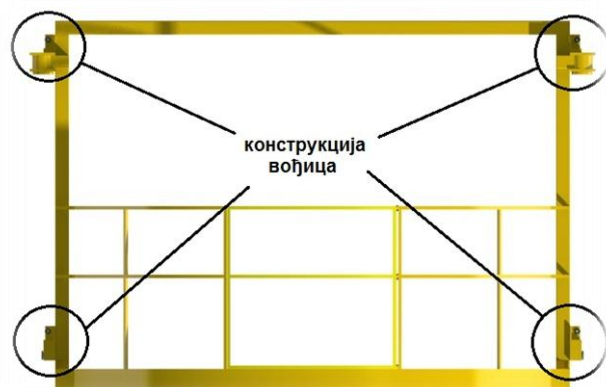
Сигурносна навртка има исти навој као и главна навртка, али је њена висина много мања у односу на главну навртку (слика 3.31). Веза између главне и сигурносне навртке остварена је помоћу четири чивије пречника 10 mm. Немогућност окретања сигурносне навртке, а самим тим и главне навртке остварена је помоћу два сегмента која се монтирају заједно са сигурносном навртком.



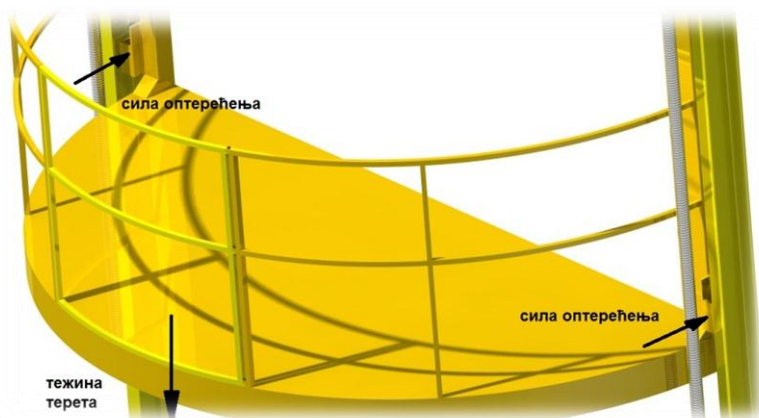
слика 3.31 – главна и сигурносна навртка

3.3.2.3 Систем вођења платформе

Систем вођења платформе по вертикалним носачима приказан је на слици 3.32. Састоји се од четири вођице, по две са леве и десне стране рама теретне платформе. Распоређене су тако да су две вођице заварене при врху рама, а две при дну рама, како би теретна платформа била што стабилнија приликом свог кретања. Њихова главна улога јесте да одржавају теретну платформу у вертикалној равни прикилом дизања терета и да омогуће праволинијско кретање платформе. Током дизања терета, јављају се силе које делују на вођице услед дејства тежине терета, које теже да теретну платформу избаце из равнотеже.

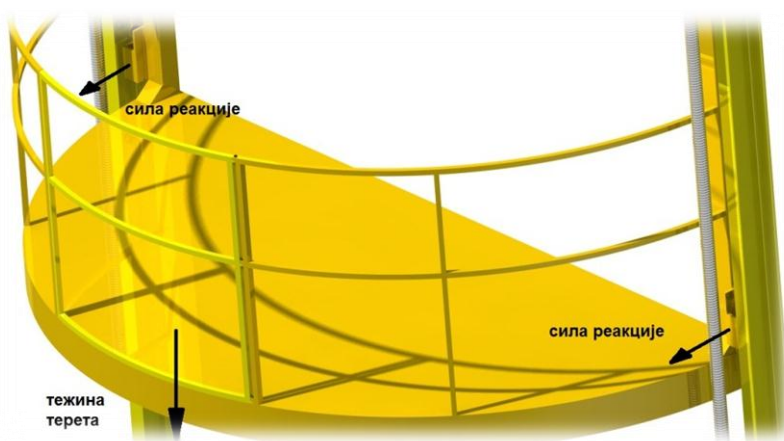


слика 3.32 – систем вођења



слика 3.33 – силе оптерећења вођица

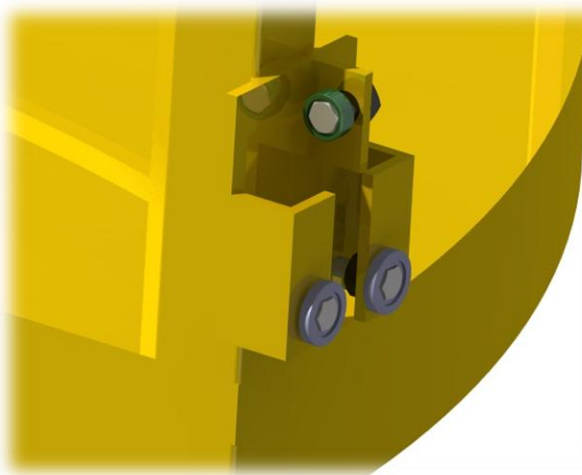
Сила оптерећења на вођице делује у профилној равни која је управна на правац вертикалне осе вођице (слика 3.33).



слика 3.34 – силе реакција у вођицама

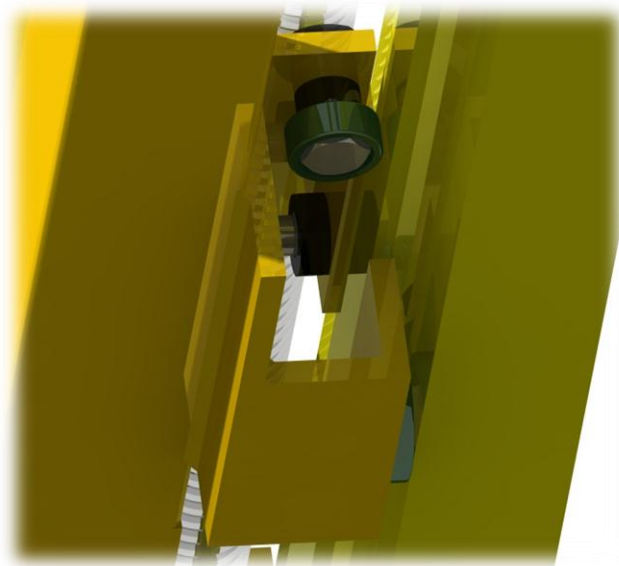
Ослонци су покретни, тако да се јавља само једна сила реакције у ослонцима. То је сила која има исти правац као и сила оптерећења, исти интезитет, а супротан смер (слика 3.34)

Конструкција и склоп једне вођице приказана је на слици 3.35. Основни део вођице представља његова заварена конструкција. Конструисана је тако да може свеобухватно да се ослони на вертикалне профиле по којима се вођице крећу. Вођице се ослањају на вертикалне профиле преко три точка постављена тако да онемогуће померање вођице у односу на профиле у било ком правцу осим у правцу кретања теретне платформе. Два точка постављена су на доњем делу вођице и они се директно ослањају на бочне стране профила. Они трпе главно оптерећење (приказано на слици 3.33) услед дејства тежине терета приликом кретања теретне платформе и



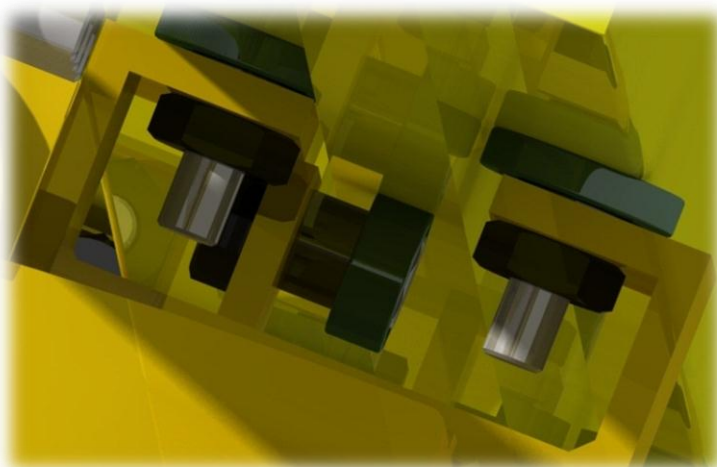
слика 3.35 – конструкција вођице

усмеравају вертикално кретање, тако да се кретање врши по праволинијској путањи. Трећи точак постављен је при врху вођице и окренут према профилима. Он је директно ослоњен на чело профила тако да спречава аксијално померање теретне платформе приликом дизања терета.



Вођење теретне платформе по вертикалним кутијастим профилима приказано је на сликама 3.36 и 3.37 из различитих углова. Вертикални кутијаста профили су заврни за профил UNP 16.

слика 3.36 – вођење теретне платформе

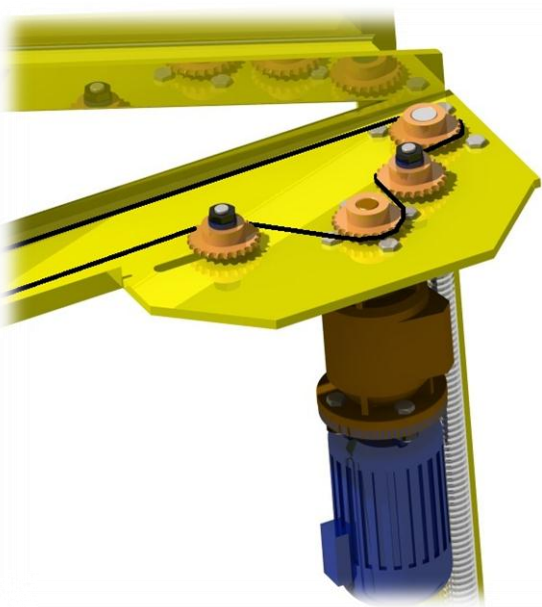


слика 3.37 – вођење теретне платформе 2

3.3.3 Ланчани пренос

Ланчани парови спадају у групу посредних механичких преносника. Користе се за преношење обртног момента између вратила постављених и на релативно великом растојању, као и тамо где се не може користити каишни пренос због лоших просторних и преносних услова или великих растојања оса. Пренос кретања остварује се помоћу везе обликом. Најједноставнији ланчани пар се састоји од два ланчаника и обвојног елемента-ланца. Зупци ланчаника захватају елементе ланца и присилно (принудно) га покрећу. С обзиром на начин преноса снаге и кретања, онемогућено је клизање и проклизавање. Тиме се постиже константан преносни однос [1].

3.3.3.1 Конструкција ланчаног преноса



слика 3.38 – конструкција ланчаног преноса

Ланчани пренос превасходно има улогу да пренесе снагу тј. обртни момент са вратила електромотора на два навојна вретена. Конструкција ланчаног преноса приказана је на сликама 3.38 и 3.39. У тачки 3.2.8 изабран је ланац **1 x 25,4 x 17,02** који се користи у ланчаном преносу. Карактеристике ланца дате су у табели 3.3. У сатаву ланчаног преноса су поред ланца, и ланчаници, као и уређаји за подмазивање и затезање. Ланчани пренос смештен је на носећој плочи конструкције и садржи пет ланчаника, од којих је један погонски, два гоњена и два затезна ланчаника. Преносни однос ланчаног преноса је константан и једнак је јединици.

Ланчаници су израђени од челика за цементацију Č.1220. Погонски ланчаник монтиран је на рукавац вратила електромотора помоћу пресованог склопа. Гоњени ланчаници монтирани су на рукавце навојних вретена такође помоћу пресованог склопа. Растојање између оса гоњених ланчаника је 3140 mm. Предвиђена су два ланчаника за затезање ланца, која су постављена у непосредној близини погонског ланчаника. Ланчаници за затезање су истих димензија као и остали ланчаници.



слика 3.39 – конструкција ланчаног преноса 2

3.3.3.2 Затезање ланца

При пројектовању ланчаног преноса, често се не предвиђају уређаји за затезање ланца. Међутим, само уз помоћ рационално изабраних и правилно монтираних уређаја за затезање ланца, могуће је обезбедити нормалну експлоатацију ланчаних преносника.

После одређеног периода експлоатације, вучни огранак ланчаног преноса се угиба, услед хабања зглоба и повећања корака. Поједини чланци заузимају нова места и спрежу се са зубима ланчаника на подеоном пречнику, који је већи од номиналног.

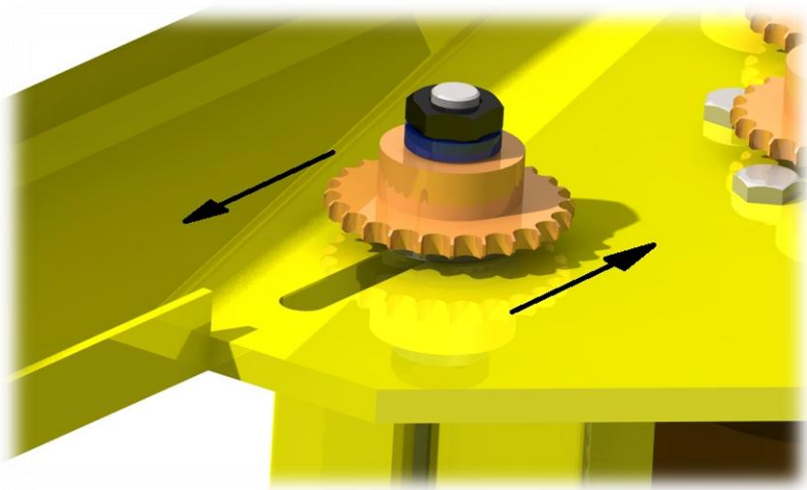
Као резултат новонасталих услова спрезања, смањују се оптерећења у чланцима и настају допунска оптерећења у ланцу и зубу. У ланцу настају вибрације и појаве резонанце, која негативно утиче на рад преносника.

Са друге стране, прекомерно затезање ланца, отежава наилажење чланка на зуб ланчаника, повећава специфични притисак у зглобу и оптерећење на зубу, које може порасти и до три пута. Као резултат прекомерног затезања ланца настаје смањење радне способности и повећање отпора ослонца.

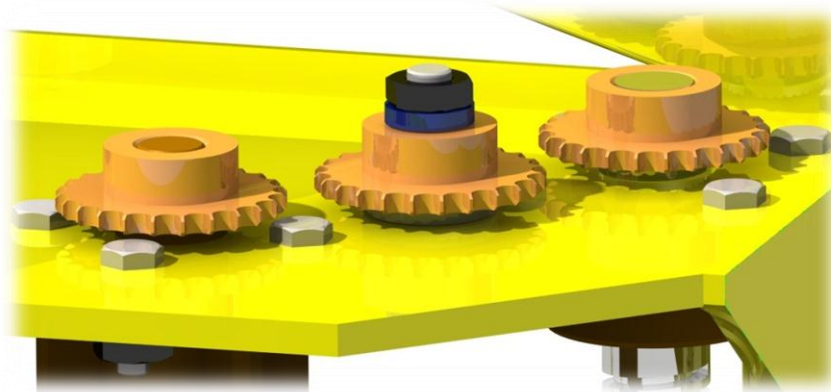
Присуство уређаја за регулисање затезања у ланчаном преноснику обезбеђује:

- компензацију издужења ланца и регулисање угиба,
- смањење вибрација и одстрањење резонанци у преноснику,
- могућност повећања угла захвата, што је посебно важно при вертикалном положају ланчаног преноса,
- онемогућавање обавијања, прескакање ланца преко зуба и скакање ланца по ланчанику,
- повећање отпорности на хабање зглобова и зуба ланчаника [8].

Конструкционо решење затезања ланца приказано је на слици 3.38. Затезање се остварује преко два затезна ланчаника. Главни затезни ланчаник приказан је на слици 3.40, а помоћни затезни ланчаник се налази између погонског и десног гоњеног ланчаника (слика 3.41).



слика 3.40 – главни затезни ланчаник



слика 3.41 – помоћни затезни ланчаник

Главни затезни ланчаник има могућност периодичног регулисања положаја у зависности од потребе затезања (слика 3.40). Затезни ланчаници израђени су од челика за цементацију Č.1220. Карактеристике челика дате су у табели 11.2.1 [1].

3.3.3.3 Подмазивање ланчаног преносника

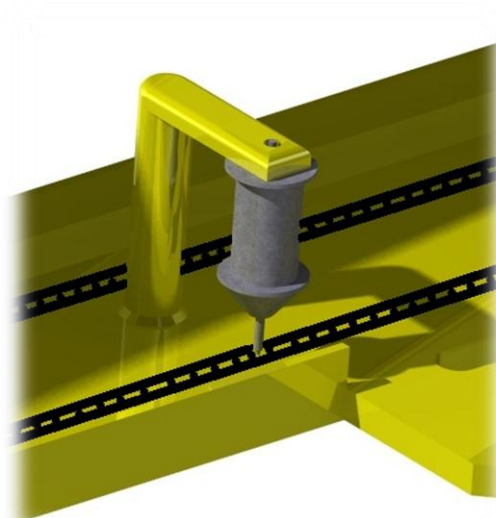
Правилно и правовремено подмазивање ланчаних преносника у експлоатацији је један од битних услова за дуг век преносника. Правилним подмазивањем повећава се отпорност на хабање и ублажава удар чланка о зубе ланчаника. Добро подмазивање повећава степен корисног дејства, смањује загревање ланца, шум ланчаног преноса и повећава век трајања. У зависности од услова рада, корака ланца и брзине кретања ланца бира се начин подмазивања:

» корак ланца: $h=25,4 \text{ mm}$

» брзина ланца: $v=1,86 \text{ m/s}$

према дијаграму 1.31 [8]:

бира се непрекидно подмазивање капањем.



слика 3.42 – систем подмазивања

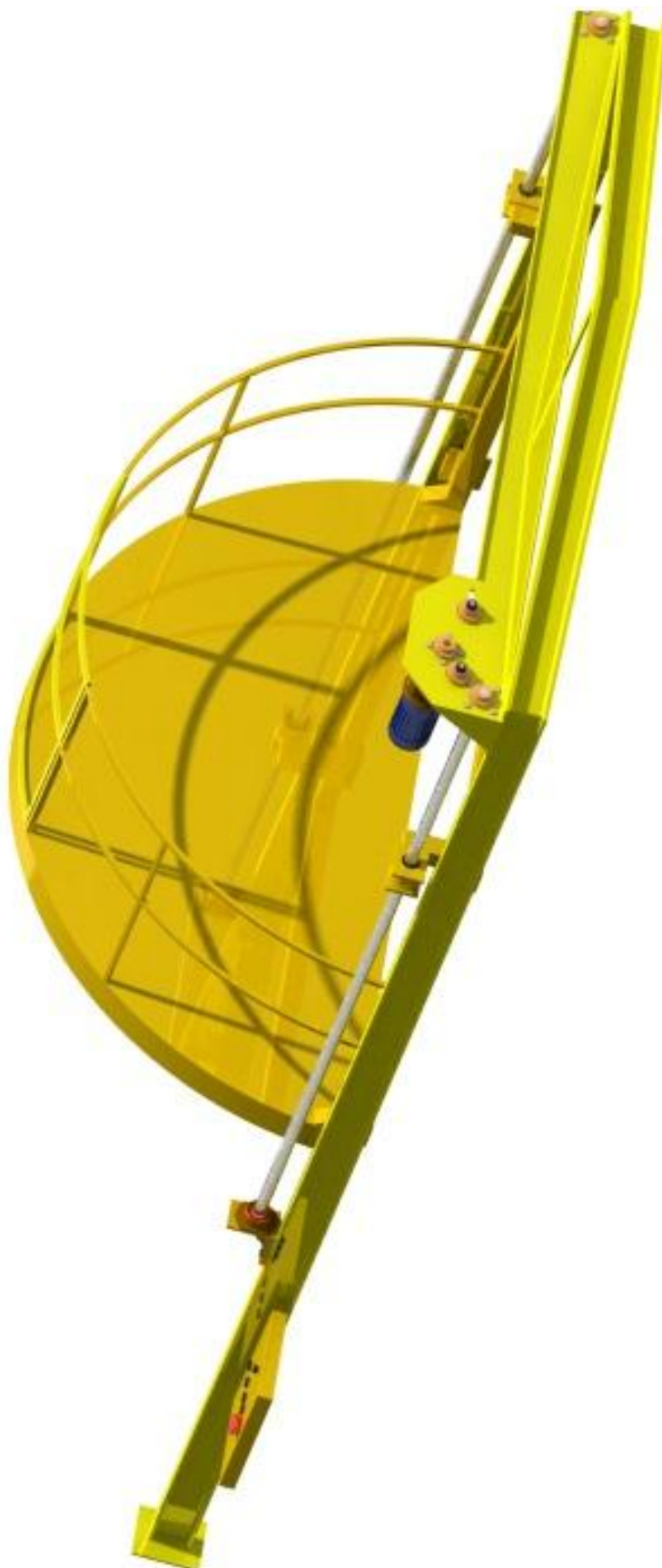
Систем непрекидног подмазивања капањем

Непрекидно подмазивање капањем (слика 3.42) је најраспрострањенији начин подмазивања који даје добре резултате. Подмазивање се остварује мазалицом постављеном на кућиште преносника, тј. на конструкцију која је заварена на носећој плочи. Отвор мазалице усмерен је ка слободном огранку ланца, да би уље несметано продирало у зазор између ламела [8].

3.4 Модел вертикалног подизача са навојним вретеном



слика 3.43 – приказ вертикалног подизача са навојним вретеном 1



слика 3.44 - приказ вертикалног подизача са навојним вретеном 2

4. ЗАКЉУЧАК

У оквиру овог завршног рада извршено је пројектовање вертикалног подизача терета са навојним вретеном. Носивост подизача је 2000 kg, висина подизања терета 3,2 m, а брзина 0,031 m/s.

За погонски агрегат је изабран моторедуктор **E.88-LA100.B4** компаније „Siemens“ снаге $P_{EM} = 3 \text{ kW}$ и броја обртаја $n_{EM} = 1418 \text{ min}^{-1}$.

За пренос снаге и кретања од моторедуктора до навојних вретена искоришћен је ланчани преносник.

Извршен је прорачун свих виталних елемената пројектованог уређаја: покретног навојног споја (навојног вретена и навртке), ланчаног преносника, лежајева,... Посебна пажња је посвећена провери навојног вретена на извијање.

У циљу осигурања платформе од проклизавања услед оштећења навојака навртки, уграђене су сигурносне навртке (са истим трапезним навојем и од истог материјала као и главне навртке, само су мање висине).

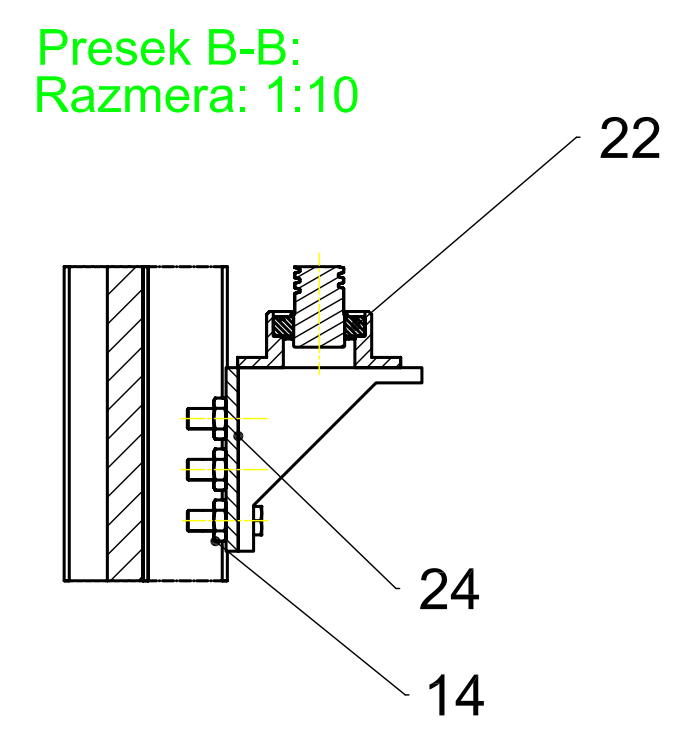
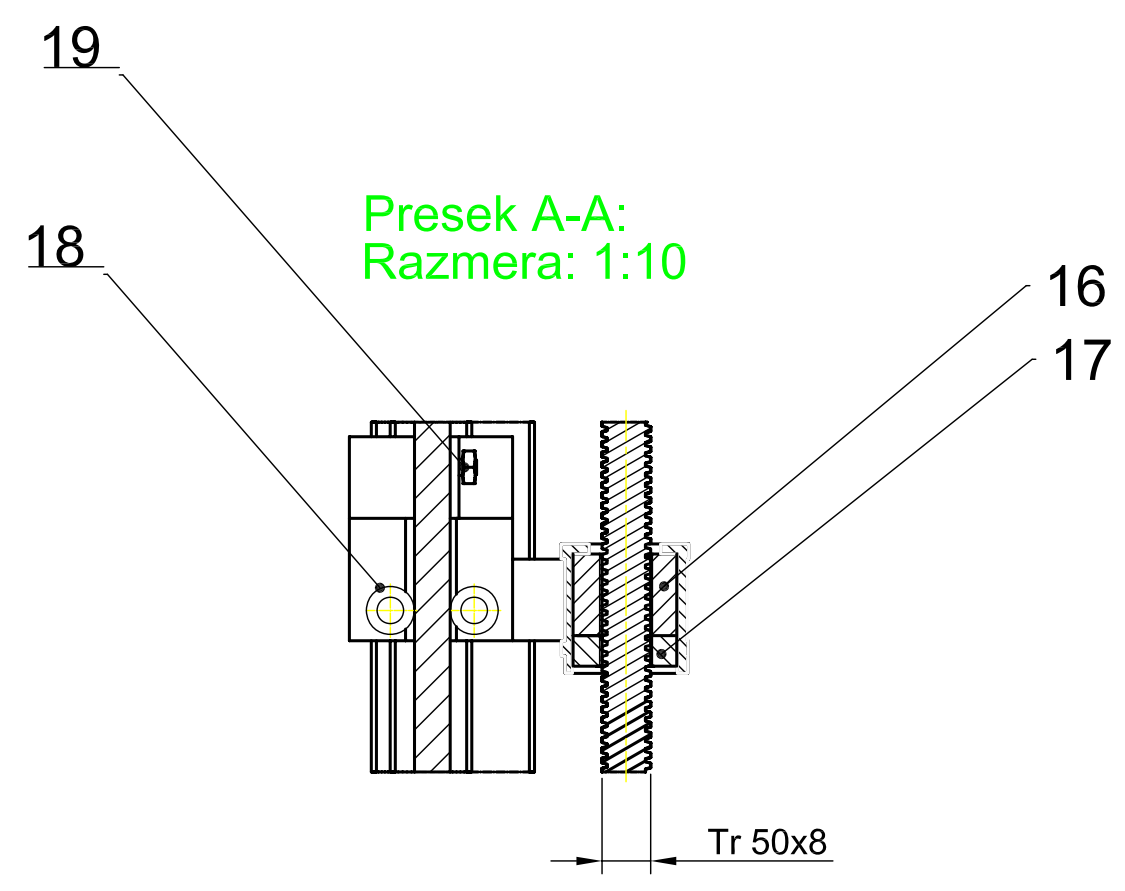
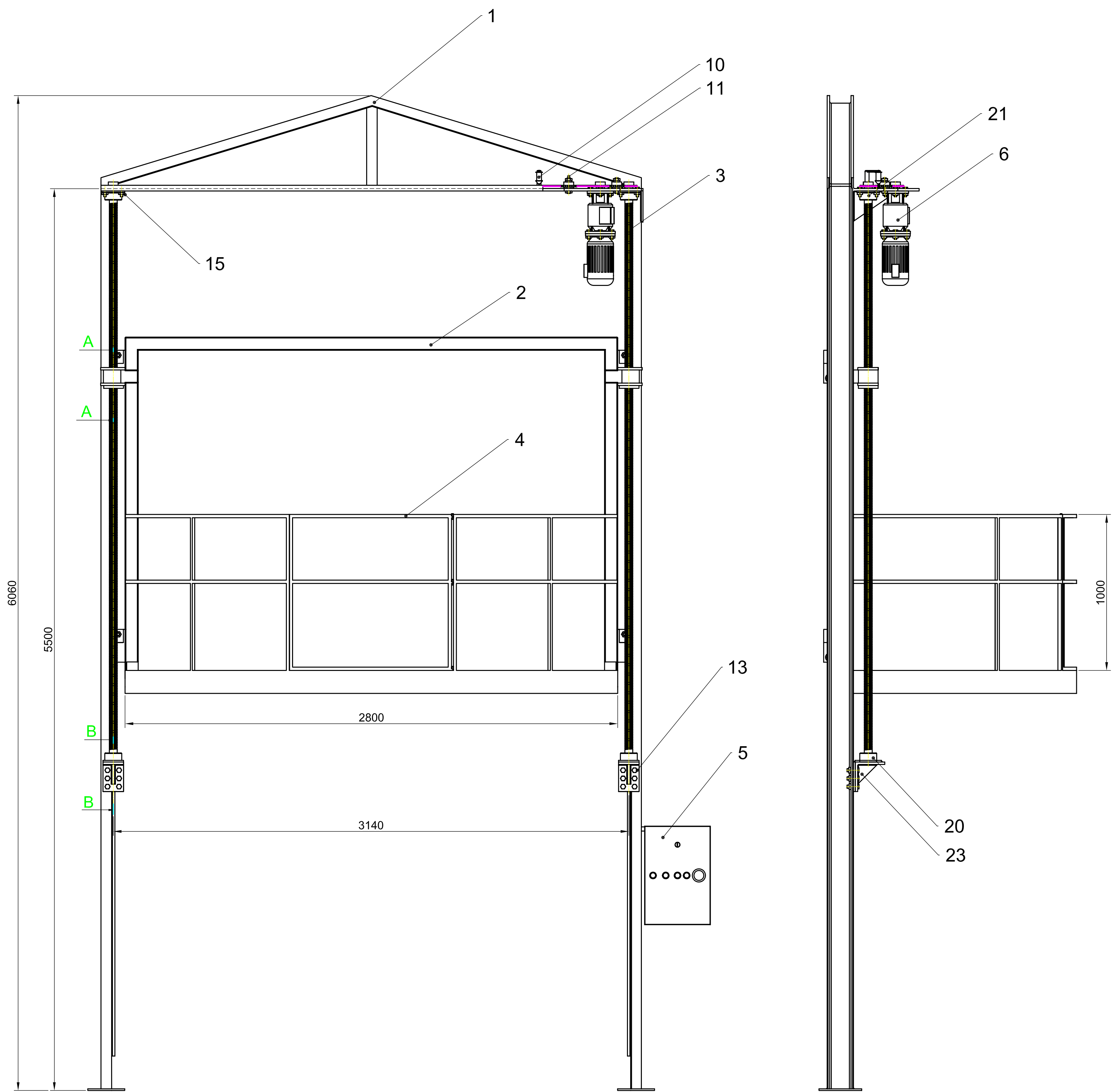
Направљен је модел уређаја у програмском пакету *Catia*.

У раду је такође описан и детаљан поступак израде и монтаже вертикалног подизача терета са навојним вретенима.

Решење вертикалног подизача терета представљено у овом раду је са аспекта израде и монтаже веома једноставно, а са друге стране изузетно поуздано и економично и једноставно за одржавање.

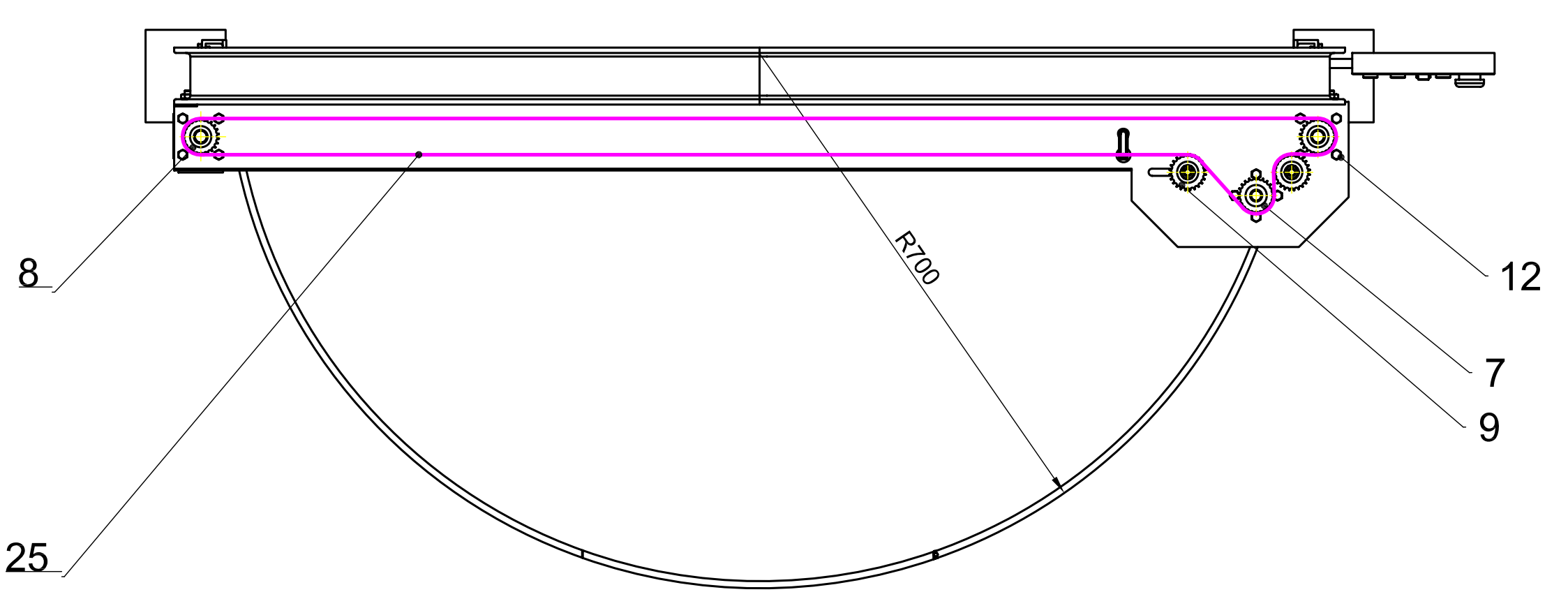
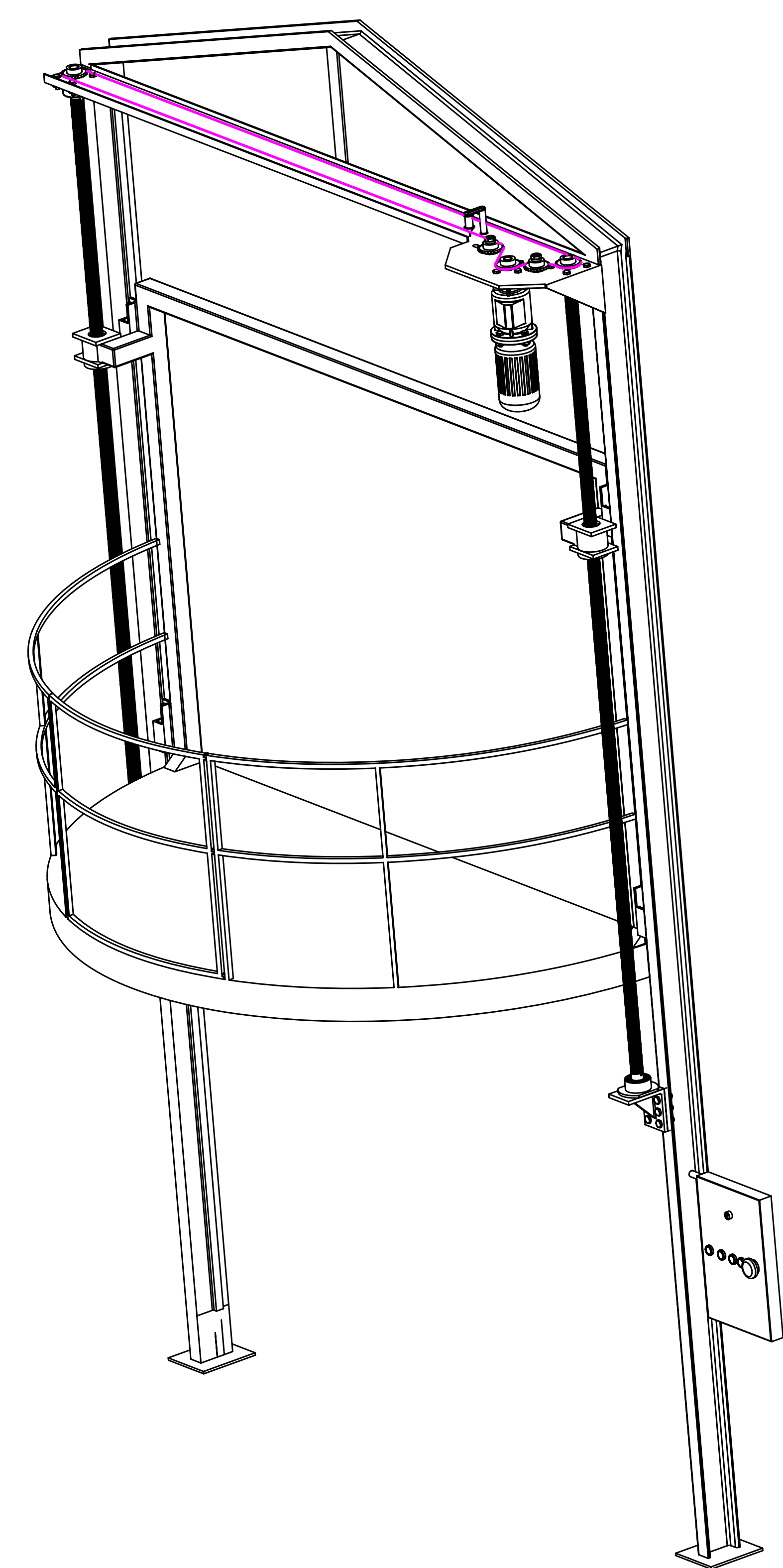
СПИСАК ЛИТЕРАТУРЕ

- [1] Вера Николић: Машински елементи , Машински факултет, Крагујевац 2004.
- [2] Милосав Огњановић: Машински елементи, Машински факултет, Београд 2001.
- [3] Војислав Милентовић: Машински елементи, Машински факултет, Ниш 2001.
- [4] Леонардо да Винчи – Уметник, проналазач и научник ренесансе – Енциклопедија: Комуна, Београд 1996; мајсори уметности
- [5] Милан Ћировић: Отпорност материјала, Машински факултет, Крагујевац 2008.
- [6] Ружица Николић: Металне конструкције, Машински факултет, Крагујевац 2007.
- [7] <http://www.industry.siemens.co.uk/drives/uk/en/geared-motor/geared-motors/Documents/motox-geared-motors-catalog-d87-1-en-2008.pdf>
- [8] Слододан Танасијевић – Механички преносници, Машински факултет, Крагујевац 1994.
- [9] Светислав Јовичић: Основи конструисања, Машински факултет, Крагујевац 2002.



Izometrijski prikaz
Razmera 1:20

Izometrijski prikaz
Razmera 1:20



Napomene:

- Sve navojne spojeve osigurati sa "Loctite 243"
- AKZ po internom standardu
- Lanac je improvizovan punom debelom linijom

25	1	kom	Lanac valjičasti	SRPS M.C1 821	1x25,4x17,02
24	2	kom	Spojna ploča		Č.0562
23	2	kom	Donji oslonac		Č.0562
22	4	kom	Ležaj	SRPS M.C3 506	32209
21	2	kom	Nosač gor. uležištenja		Č.0361
20	2	kom	Nosač donj. uležištenja		Č.0361
19	4	kom	Čeoni točak		
18	8	kom	Bočni točak		
17	2	kom	Sigurnosna navrtka		PCuSn14
16	2	kom	Glavna navrtka		PCuSn14
15	16	kom	Navrtka	SRPS M.B1.601	M16 - 8
14	16	kom	Navrtka	SRPS M.B1.601	M20 - 8
13	12	kom	Zavrtanj M20	SRPS M.B1.051	M20x65 - 8.8
12	16	kom	Zavrtanj M16	SRPS M.B1.051	M16x50 - 8.8
11	2	kom	Zavrtanj lančanika		8.8
10	1	kom	Mazalica	SRPS M.C4.600	
9	2	kom	Zatezni lančanik		Č.1220
8	2	kom	Gonjeni lančanik		Č.1220
7	1	kom	Pogonski lančanik		Č.1220
6	1	kom	Motoredaktor	E.88-LA100.B4 - Siemens	$P_{\text{nom}}=3 \text{ kW}$ $n_{\text{nom}}=1410 \text{ min}^{-1}$
5	1	kom	Komandna tabla		
4	1	kom	Vrata platforme		Č.0562
3	2	kom	Navojno vreteno		Č.0545
2	1	kom	Teretna platforma		Č.0562
1	1	kom	Noseća konstrukcija		Č.0562
Poz. Kol. JM. Naziv			Standard-broj crteža		Primerba
Vez:			Interna oznaka:	Masa (kg/kom.):	Razmera:
				1645 kg	5
			Naziv:		
			Vertikalni podizač sa navojnim vretenom		
			Oznaka:		
			MM.A1.01-00		
			List:		
			1		
Sli. Izmena:			Datum: Ime: Izv. pod:		
			Zamena za:		
			1		
			Format A1		