

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Информатика у инжењерству

Предмет: Машински елементи

Број индекса: 142/2010

Милош Р. Манојловић Навојни преносници завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Мирко Благојевић, ван. проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да систематизује постојећа теоријска знања из области навојних преносника. Затим кандидат треба да прорачуна и изабере један конкретни навојни преносник.

Препоручена литература:

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

[2] В. Милтеновић: Машински елементи, Машински Факултет Ниш, 2007.

Крагујевац, септембар 2017.

Ментор:

Др Мирко Благојевић, ван. проф.

Резиме

У оквиру овог Завршног рада обрађена је тема навојних преносника, који спадају у групу покретних навојних спојева. Најпре је дата дефиниција навојних преносника и конструкционо су описани. Затим, наведене су области примене и приказани су и специјални типови навојних преносника са више завојница. Даље је у раду једначинама описана кинематика и одрађена анализа оптерећења, као и принцип прорачуна степена искоришћења, а затим и поступак прорачуна навојних преносника. Приказан је и специјални тип навојних преносника, са котрљајним принципом и дате су шеме поступка прорачуна и избора навојних преносника. Такође, одрађен је самосталан прорачун конкретног навојног преносника за покретну платформу за задате полазне податке.

Кључне речи: навојни преносници, навојно вретено, навртка, покретни навојни спој

Abstract

In this Final work was processed subject of power screw, which belong to a group of movable threaded joints. First of all, it was given definition of power screws and it were constructively described. Then are listed fields of application, and shown special types of power screws with more than one start of thread. Further in work it was, by equations, described kinematics, than load analysis and principle of calculation of efficiency, and then procedure of calculation of power screws. It was shown specific type of power screws: ball screw, then it were given schemes of procedure to pick of power screws. Also, it was done independent calculation of concrete power screw for the mobile platform for given input data.

Keywords: power screws, screw, nut, movable threaded joint

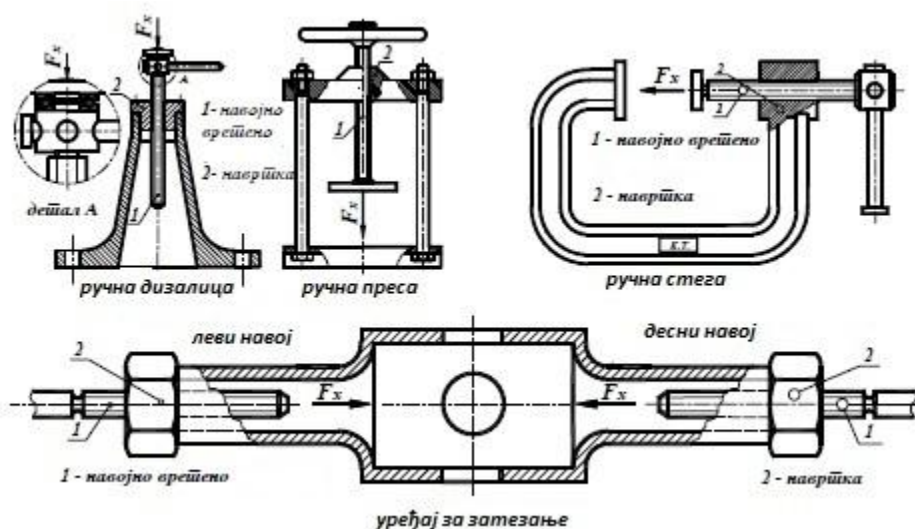
Садржај

Навојни преносници (Увод).....	1
Област примене навојних преносника.....	2
Навојни преносници са више завојница.....	4
Кинематика покретних навојних парова.....	5
Анализа оптерећења код навојних преносника.....	6
Степен искоришћења код навојних преносника.....	12
Оптерећење и прорачун навојног вретена.....	13
Напони и разарање навртке.....	16
Навојни преносници са котрљајним принципом.....	19
Избор димензија и оптимизација параметара покретног навојног споја.....	21
Прорачун навојног преносника за платформу.....	23
Избор навојног преносника за платформу из каталога.....	26
Закључак.....	27
Литература.....	28

1.0 Навојни преносници

Навојни преносници служе за претварање кружног кретања у транслаторно и обрнуто, то јест за претварање обртног момента у аксијалну силу. Овакву функцију навојни преносници остварују посредством навојног споја који се састоји од дела са спољашњим навојем (завртањ) и дела са унутрашњим навојем (навртка). За ову намену најчешће се употребљава трапезни, а понекад и коси навој. Облик навојног вретена и навртке нису стандардизовани, [1,2].

Навојни преносници припадају групи покретних навојних спојева. Код њих се један радни елемент (завртањ или навртка) помера у односу на други под пуним радним оптерећењем. Навојни преносници омогућавају постизање велике вредности аксијалне силе F деловањем мале вредности обртног момента T . Због овакве особине навојних преносника, они се примењују при конструисању ручних дизалица, ручних преса, ручних стега, уређаја за затезање, свлакача и делова других машина (нпр. погонско вретено струга) и механизма. Овакви склопови одликују се једноставном конструкцијом и великом носивошћу, [2].



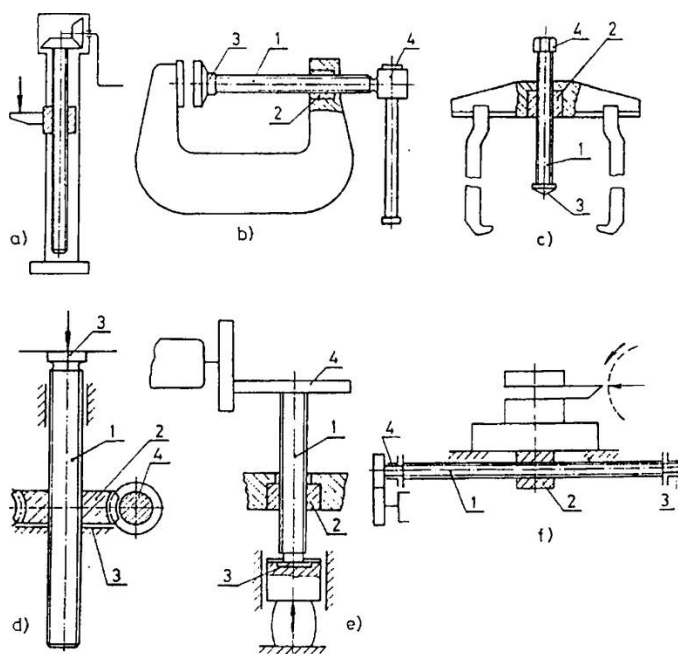
Слика 1. Примери примене навојних преносника

У већем броју случајева примене навојних преносника навртка има транслаторно кретање, док навојно вретено ротира у својим лежиштима. У другом случају навојних преносника, навртка је та која је непомицна, тј. фиксирана, док навојно вретено ротира и услед тога долази до његовог аксијалног померања. У неким ређим случајевима навртка ротира док се навојно вретено креће транслаторно без ротирања. Покретање се може остварити ручно (ручни погон), или помоћу извора механичке енергије – мотора (моторни погон). Покретни навојни спојеви омогућавају релативно кретање спојених делова са тачно дефинисаним односом, положајем и брзинама, [3].

1.1 Област примене навојних преносника

Покретни навојни спојеви се примењују у разним областима машинства, (за дефинисање тачног релативног односа покретних делова, код мерних инструмената и разних сложених позиционирања, код сложених мерних машина,...). Њихова тачност мора бити изузетно висока, зазори веома мали, а хабање, тј. трошење додирних површина услед дејства трења мора бити сведено на најмању могућу меру. Већина праволинијских кретања код машина за обраду метала (алатних машина), остварује се такође посредством навојних парова, односно покретних навојних спојева. За разлику од мерних инструмената, ови спојеви преносе и знатна оптерећења, па је проблем хабања, односно повећања зазора и смањења тачности више и изражен.

Осим помоћних кретања, у многим склоповима и конструкцијама, главна функција се остварује коришћењем навојног пара. То су, на пример, дизалице са навојним вртеном, пресе са навојним вртеном, разне врсте склопова за подешавање положаја и притиска код фриксионих преносника итд. Многи ручни алати такође остварују своју функцију посредством навојних спојева. Ту спадају разне врсте стега, затим алати који примењују силу потиска као што је ручни свлакач или ручна дизалица и др. Већина наведених конструкционих решења обезбеђује промену карактера механичке енергије тј. претварање обртног момента у аксијалну силу и њен пренос до места извршавања функције, па се због тога ови покретни навојни спојеви и називају *навојни преносници*. Смер трансформације механичке енергије може бити и обрнут тј. могуће је аксијалну силу претворити у обртни момент посредством навојног пара. Та могућност постоји само код навоја који није самокочив. Због малог степена искоришћења овај принцип је доста мање рационалан у односу на друге принципе и у пракси се ретко користи, [3].



Слика 2. Још неки од примера примене навојних преносника; а) ручна дизалица, б) ручни стезач, в) ручни свлакач, д) дизалица са навојним вртеном на моторни погон, е) фриксиона преса, ф) навојни преносник у алатној машини

У последњем примеру дата је принципска шема пара навојног преносника у алатној машини, стругу. Окретањем навојног вретена помера се алат (нож) и савладава отпор резања. За сваки обрт навојног вретена оствари се аксијални померај величине једног хода навоја. Тако се добија да је брзина аксијалног кретања:

$$Va = n L; \quad (1.1)$$

$$L = z P; \quad (1.2)$$

где је:

L – ход навоја, z – број почетака навоја, P – корак навоја, n – број обртаја у јединици времена.

Брзину клизања V_k навојака навртке по навојцима вретена чини компонента тангентне брзине на средишњем пречнику навоја V_t и брзина аксијалног кретања V_a .

$$V_k = \sqrt{V_t^2 + V_a^2}; \quad (1.3)$$

$$V_t = \frac{d_2 \pi n}{60}; \quad n \text{ у } \text{min}^{-1}, d \text{ у } \text{mm} \quad (1.4)$$

или

$$V_k = Va \sin \varphi; \quad (1.5)$$

Услед клизања навојака навојног вретена и навртке и услед отпора у аксијалном лежају где се ослања навојно вретено, или у изузетним случајевима навртка, део механичке енергије се претвара у топлоту. Степен искоришћења покретног навојног споја, с обзиром на ове губитке је:

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho n) + \frac{d_\mu}{d_2} \mu}; \quad (1.6)$$

где је:

φ – угао завојнице на средњем пречнику,

ρn – угао трења у навојном пару $\rho n = \arctan \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$,

α – угао профила навоја (најчешће је то трапезни навој са $\alpha = 30^\circ$),

d_2 – средњи пречник навоја,

μ – коефицијент отпора трења у аксијалном ослоњу вретена,

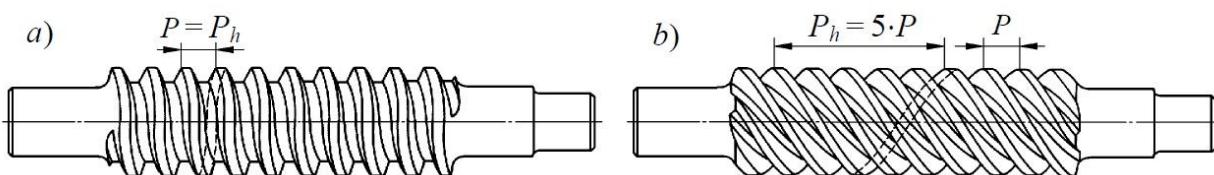
d_μ – средњи пречник на коме делује резултујући отпор трења, ако је додирна површина у облику кружног прстена спољашњег пречника d_s и унутрашњег пречника d_u ,

$d_u = (2/3) (d_s^3 - d_u^3) / (d_s^2 - d_u^2)$.

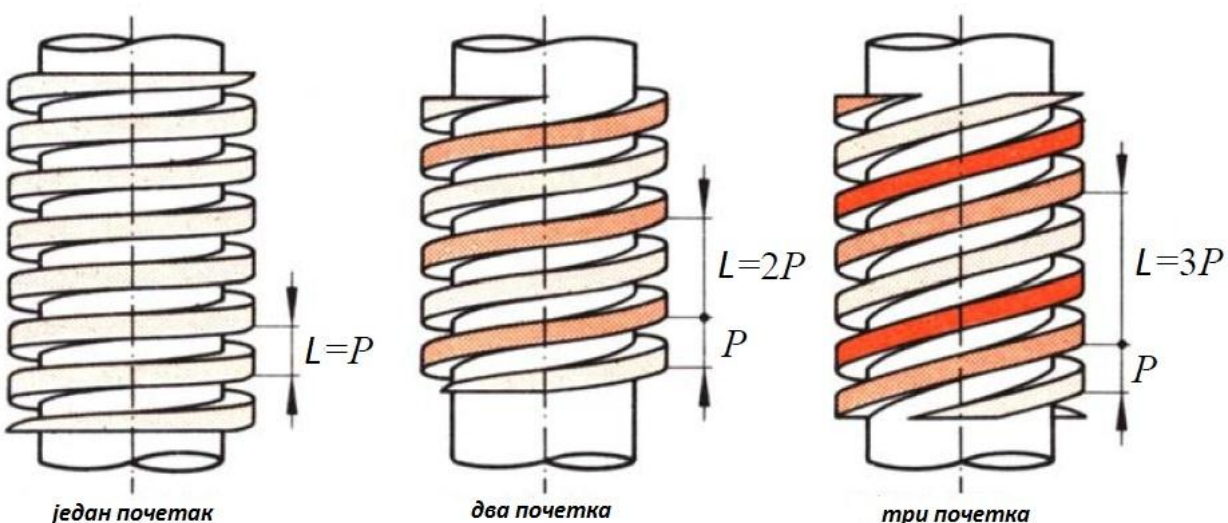
Ако је у овом ослоњу уграђен котрљајни лежај, овај отпор се може занемарити тј. усвојити $d_\mu = 0$ и $\mu = 0$.

1.2 Навојни преносници са више завојница

Вишеходи навојни преносници се примењују када је потребно постићи веће аксијално померање. Применом више почетака завојница код навојних преносника умањује се утицај слабљења, тј. смањења површине корена навоја. Такође, применом више завојница долази до повећања ефикасности и брзине кретања клизајућих елемената (најчешће навртке), пошто је у том случају већи угао нагиба навоја. Негативна страна примене оваквих навојних преносника је да углавном долази до губитка особине самокочења. За разлику од навојних преносника са једном завојницом код којих је помак једнак кораку навоја, код навојних преносника са више завојница помак је од корака навоја онолико пута већи колико навојни преносник има почетака завојнице. Овакви навојни преносници се употребљавају када је потребно осигурати прецизно вођење финим навојима или када са захтева висок степен искоришћења тј. ефикасност. Обично се користе и у брзим аксијалним померачима, на разним склоповима машина, [4,5].



Слика 3. Пример навојног вретена са једном и са пет почетака завојнице



Слика 4. Још неки примери навојних преносника са једном, две и три завојнице

2.0 Кинематика покретних навојних парова

Облик бокова навоја, као и код других навојних парова, омогућава завојно кретање једног елемента у односу на други. Ограничавањем појединих компоненти кретања једног или другог елемента навојног пара ово сложено кретање се може раздвојити, тако да се остварује претварање обртног кретања (обртања око сопствене осе) једног елемента навојног преносника у транслаторно кретање другог, у правцу његове осе. Према томе, једном пуном обртају (2π) навојног вретена или навртке одговара аксијално померање другог елемента које је једнако ходу навоја L . Такође, неком углу заокретања φ , одговараће аксијално померање за величину s , па се добија следећа пропорција:

$$s = \frac{\vartheta}{2\pi} L = \vartheta \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \varphi; \quad (2.1)$$

$$L = d_2 \pi \operatorname{tg} \varphi; \quad (2.2)$$

где је:

d_2 – средњи пречник навоја,

φ – угао успона навоја.

Веће аксијално померање за један обртај се постиже применом навојног вретена са више завојница.

Да би се остварило аксијално померање, потребна је ротација једног од елемената навојног преносника угаоном брзином $\omega = 2\pi n$, где је n , $\min^{-1}$, број обртаја тог елемента. На основу тога, може се дефинисати време потребно за један обрт: $t = 1/n$. Ако се пође од основне дефиниције брзине $v = s/t$, аксијална брзина другог елемента износи:

$$v_a = \frac{L}{t} = \frac{i P}{t} = i P n = L n; \quad (2.3)$$

Пошто је $L = \pi d_2 \operatorname{tg} \varphi$, тако се при обимној брзини једног од навојних елемената покретног навојног споја, на средњем пречнику d_2 :

$$v_t = d_2 \pi n; \quad (2.4)$$

добија израз за брзину аксијалног кретања навртке у односу на навојно вретено:

$$v_a = n L = n \pi d_2 \operatorname{tg} \varphi = n (v_t / n) \operatorname{tg} \varphi = v_t \operatorname{tg} \varphi; \quad (2.5)$$

Слагањем обимне и аксијалне брзине добија се брзина клизања на додирној површини бокова навоја елемената навојног пара. На средњем цилиндру брзина клизања износи:

$$v_{kl} = \sqrt{v_t^2 + v_a^2} = \frac{v_a}{\sin \varphi} = \frac{v_t}{\cos \varphi}; \quad (2.6)$$

Брзина клизања расте од малог ка великом цилиндру навоја, [1].

3.0 Анализа оптерећења код навојних преносника

Оптерећења и напрезања којима су изложени навојни преносници најбоље се могу видети на примеру ручне дизалице (слика 1) која служи за подизање предмета масе од 0,5 t па до 15 t на висину од 100 mm до 500 mm користећи ручну силу у опсегу од 150 N до 250 N. Навртка на ручној дизалици је непокретна, а навојно вретено се окреће и као резултат тог обртања долази до вертикалног трансляторног кретања навојног вретена. На тај начин се подиже терет који је ослободен на чеону површину дела (платформе) који се не обрће на врху навојног вретена, [2].

Терет оптерећује навојно вретено аксијалном силом F_a , која напреже навојно вретено од чела до навртке на притисак, а услед трења које се јавља на активним навојима при ручним обртању помоћу ручки, вретено је оптерећено и на торзију.

Торзија, тј. укупна вредност обртног момента T се израчунава као збир вредности момента који се користи за савладавање отпора трења између платформе и чела навојног вретена (навојно вретено се врти а платформа не), и момента који је потребан да се савладају отпори трења између навоја навојног вретена и навртке (навојно вретено се врти а навртка не). Тако, за целокупну потребну вредност обртног момента може да се напише да је:

$$T_t = T_n + T_m; \quad (3.1)$$

при чему је:

T_n - вредност обртног момента за савладавање трења између навоја навојног вретена и навртке,

T_m - вредност обртног момента за савладавање трења између чела навојног вретена и платформе.

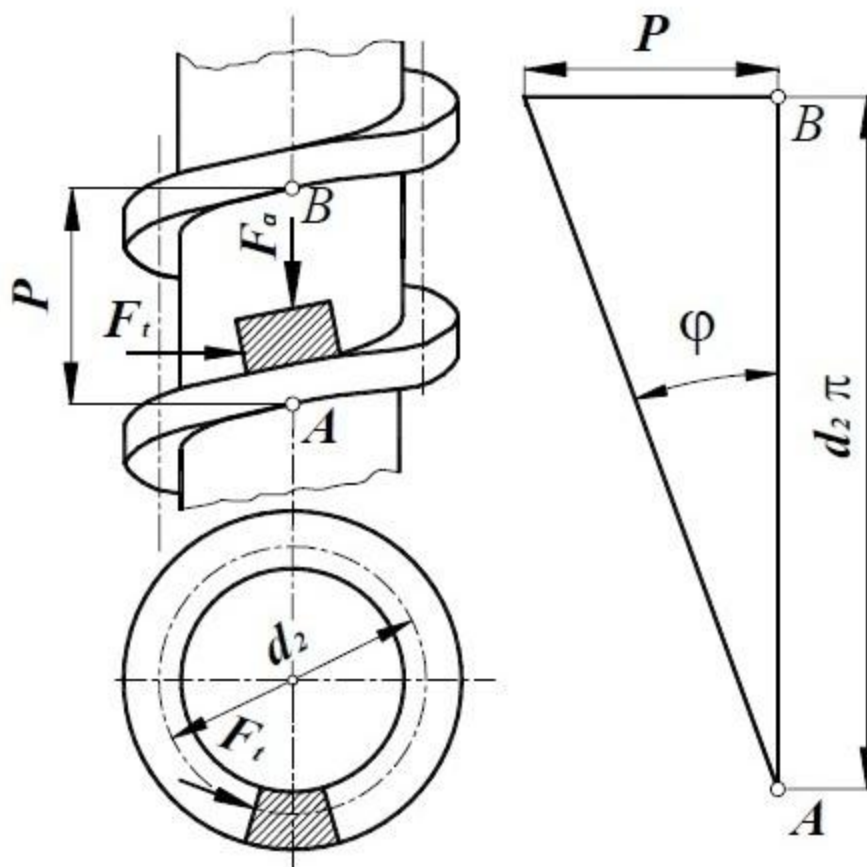
Налегање навртке по навојном вретену може се упоредити са кретањем призматичног тела по косој равни која је под углом у односу на хоризонталу који је једнак углу нагиба завојнице φ , као што је приказано на слици 5. Притом, за један окретај призматично тело прелази пут, чији се правац поклапа са правцем деловања тангенцијалне силе F_t , дужине која је једнака обиму кружне линије пречника d_2 , а правац пређеног пута се поклапа са правцем деловања аксијалне силе F_a , који је једнак кораку завојнице P .

Однос између вредности обимне силе F_t , која делује на средњи пречник навоја, и аксијалне силе F_a , која је резултат деловања масе терета, заједно са отпором трења, долази се до услова једнакости између дејства двеју сила за један окретај навојног вретена:

$$F_t d_2 \pi = F_a P; \quad (3.2)$$

Ако се занемари трење тј, угао трења $\rho = \arctg \mu$ (слика 5), вредност обимне силе прелази у следећи облик:

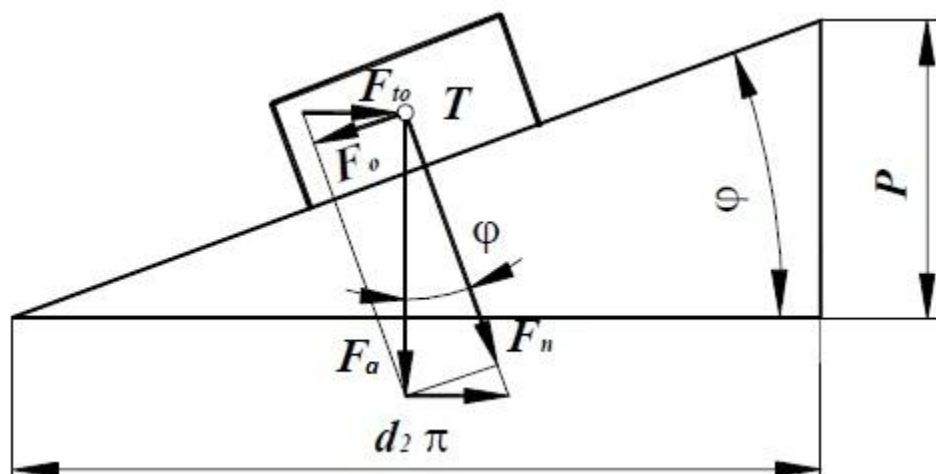
$$F_{to} d_2 \pi = F_a P; \quad (3.3)$$



Слика 5. Шема оптерећења навојног преносника

За минималну вредност обимне силе F_{to} при којој се призматично тело не спушта надоле по равни добија се облик:

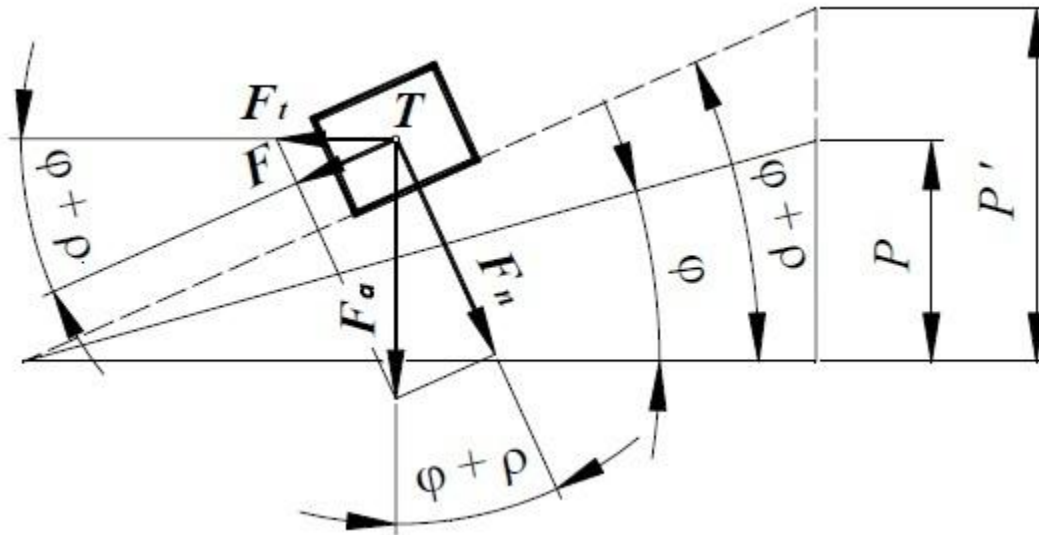
$$F_{to} = F_a \frac{P}{d_2 \pi} = F_a \operatorname{tg} \varphi; \quad (3.4)$$



Слика 6. Шема оптерећења навојног преносника при занемареном трењу

У пракси, при кретању призматичног тела по косој равни постоји извесно трење. Оно може да се, за кретање призматичног тела по косој равни нагоре, узме у обзир при прорачуну тако што се угао нагиба φ привидно повећа за вредност угла трења $\rho = \arctg \mu$, при томе предходни израз прелази у следећи облик:

$$F_t = \frac{F}{\cos(\varphi + \rho)} = \frac{F_a \sin(\varphi + \rho)}{\cos(\varphi + \rho)} = F_a \operatorname{tg}(\varphi + \rho); \quad (3.5)$$



Слика 7. Шема оптерећења навојног преносника са трењем узетим у обзир

За случај кретања призматичног тела по стрмој равни надоле, потребна вредност обимне силе је:

$$F_t' = -F_a \operatorname{tg}(\varphi - \rho); \quad (3.6)$$

Део од укупне вредности обртног момента, који се троши на савладавање отпора трења између непомицне платформе и покретног дела (чела навојног вретена), се рачуна према једначини:

$$T_m = F_t \frac{d_\mu}{2} = \mu F_a \frac{d_\mu}{2} = \mu F_a \frac{1}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2}; \quad (3.7)$$

где је:

$$d_\mu \approx \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} - \text{приближна вредност пречника на ком делује сила трења } F_{tr} = \mu T_a.$$

Други део укупне вредности обртног момента се троши на савладавање отпора трења између навојака навртке и навојног вретена:

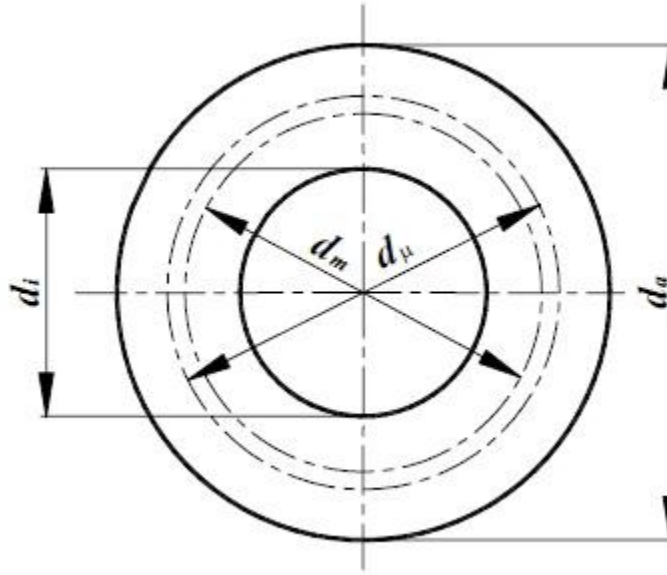
$$T_n = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho); \quad (3.8)$$

Према томе, укупна вредност обртног момента потребног за дизање терета је:

$$T_t = T_n + T_m = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho) + F_a \mu \frac{1}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} = F_a \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\varphi + \rho) + \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} \right]; \quad (3.9)$$

а за спуштање терета:

$$T_t = T_n + T_m = -F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi - \rho) + F_a \mu \frac{1}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} = -F_a \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\varphi - \rho) - \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} \right]; \quad (3.10)$$



Слика 8. Фрикциона површина између непокретне платформе и чела навојног вретена

У изразу за вредност обртног момента при дизању терета мора да се добије позитивна вредност момента. У изразу за обртни момент при спуштању терета се на први поглед уочава да ће његова вредност да буде негативна (због знака минус у делу обрасца у средњим заградама):

$\left[\operatorname{tg}(\varphi - \rho) - \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} \right] > 0$ – укупна вредност обртног момента је негативна, тако да се терет спонтано спушта по стрмој равни,

$\left[\operatorname{tg}(\varphi - \rho) - \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} \right] = 0$ – укупна вредност обртног момента је једнака нули тако да је терет на граници клизања тј. граници самокочења,

$\left[\operatorname{tg}(\varphi - \rho) - \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} \right] < 0$ – укупна вредност обртног момента је позитивна, тако да постоји самокочење.

Коначни облици услова који описују карактер понашања навојних преносника при дејству товара код којих постоји трење између платформе и чела навојног вретена, могу да се напишу на следећи начин:

$$tg(\varphi - \rho) - \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} - \text{терет се спонтано спушта низ косу раван,}$$

$$tg(\varphi - \rho) - \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} - \text{гранична вредност самокочења,}$$

$$tg(\varphi - \rho) - \frac{2}{3} \frac{da^3 - di^3}{da^2 - di^2} - \text{самокочење.}$$

Да би се смањило укупно трење навојних преносника, углавном се између платформе и чела навојног вретена уграђује котрљајни аксијални лежај, при чему се вредност коефицијента трења сматра једнакој нули, $\mu \approx 0$, па према томе гранични услови добијају следећи облик:

$$tg(\varphi - \rho) > 0 - \text{терет се спонтано спушта низ косу раван,}$$

$$tg(\varphi - \rho) = 0 - \text{гранична вредност самокочења,}$$

$$tg(\varphi - \rho) < 0 - \text{самокочење.}$$

Из последњих једначина следи:

$$\varphi - \rho > 0 - \text{терет се спонтано спушта низ косу раван,}$$

$$\varphi - \rho = 0 - \text{гранична вредност самокочења,}$$

$$\varphi - \rho < 0 - \text{самокочење.}$$

Конечно:

$$\varphi > \rho - \text{терет се спонтано спушта низ косу раван,}$$

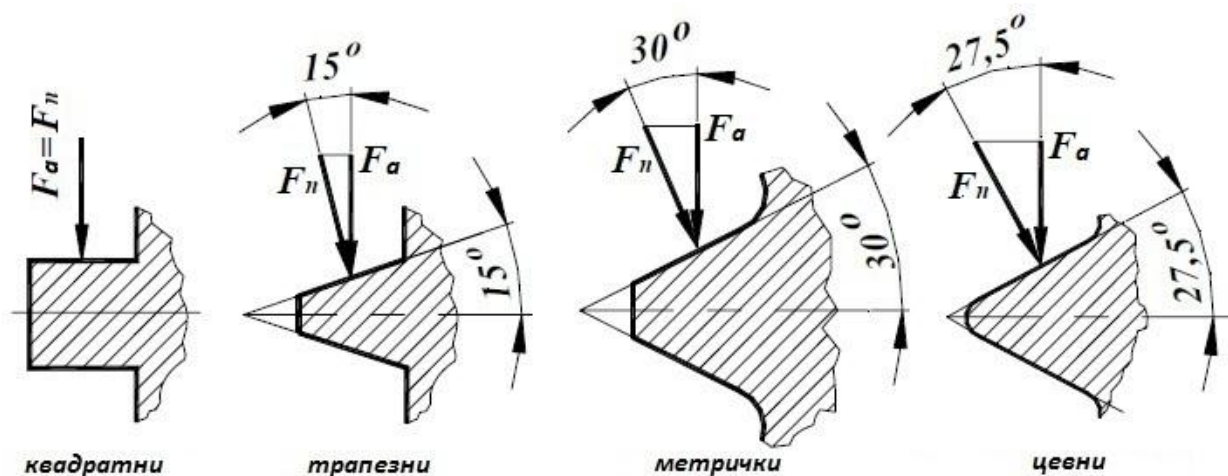
$$\varphi = \rho - \text{гранична вредност самокочења,}$$

$$\varphi < \rho - \text{самокочење.}$$

Због безбедности у раду, ни у ком случају се не сме дозволити да навојно вретено само од себе спушта терет надолу. Због тога се и појавила потреба код навојних преносника, на пример при примени код дизалица, да испуњавају услов самокочења. Овај услов се испуњава употребом навојног вретена са малим углом навоја φ , а великим углом трења ρ .

За додатно обезбеђивање испуњавања услова самостопања, врло често се користи квадратни навој на навојном вретену и навртци. У општем случају, у зависности од геометрије примењеног навоја (слика 9), у прорачуну се користи такозвани редуковани коефицијент трења μ' . При том, услов самокочења је:

$\varphi < \rho'$ – самокочење навоја



Слика 9. Геометрија неких од најчешће примењиваних стандардних профила навоја

$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – редуковани коефицијент трења.

Према овоме, вредност нормалне силе која делује на навој се израчунава:

$$F_n = \frac{F_a}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \quad (3.11)$$

па се вредност коефицијента трења редукује на следеће изразе:

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\cos 0^\circ} = \mu' = \mu \text{ – за квадратни навој,}$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = \mu' = \frac{\mu}{\cos 15^\circ} = 1,0353 \mu \text{ – за трапезни навој,}$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = \mu' = \frac{\mu}{\cos 30^\circ} = 1,1547 \mu \text{ – за метрички навој,}$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\cos \frac{55^\circ}{2}} = \mu' = \frac{\mu}{\cos 27,5^\circ} = 1,1274 \mu \text{ – за цевни навој.}$$

4.0 Степен искоришћења код навојних преносника

Код покретних навојних преносника, само се један део механичке енергије претвара у користан рад. Други део механичке енергије, услед дејства трења при клизању и отпора у аксијалном лежају, се претвара у топлотну енергију. Због тога је степен искоришћења веома важна карактеристика покретних навојних спојева. Општи израз који се користи за степен искоришћења представља однос корисног извршеног рада и уложене енергије. Пошто је користан рад увек мањи од уложене енергије, тако је и степен искоришћења увек мањи од један, [1].

$$\eta = \frac{P_k}{P} = \frac{F_x v}{T \omega} < 1; \quad (4.1)$$

Ако се посматра пример ручне дизалице, рад уложен за дизање терета се изражава ко снага:

$$P = T \omega = \omega F_a \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho) + \mu r \mu \right] = \omega F_a \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\varphi + \rho) + \mu \frac{d_1}{d_2} \right]; \quad (4.2)$$

Користан рад, односно корисна снага је:

$$P_k = v_a F_a = v_t \operatorname{tg} \varphi F_a = \frac{\pi d_2 n}{60} \operatorname{tg} \varphi F_a = \omega \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \varphi F_a; \quad (4.3)$$

где је v_a , m/s аксијална брзина, F_a , N терет који се подиже тј. аксијална сила, P , W утрошена снага и P_k , W корисна снага. Коначан израз за степен искоришћења навојног преносника је:

$$\eta = \frac{P_k}{P} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \frac{d_1}{d_2} \mu}; \quad (4.4)$$

где су:
$$d\mu = \frac{2}{3} \frac{ds^3 - du^3}{ds^2 - du^2}; \quad \rho_n = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}};$$

Ако је момент трења у ослонцу једнак нули $T_\mu = 0$, што важи само за случај да је у ослонцу уграђен котрљајни лежај, степен искоришћења има већу вредност и рачуна се:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)}; \quad (4.5)$$

Степен искоришћења код навојних спојева, при повећавању угла навоја, у почетку нагло расте а затим је пораст мањи и при углу $\varphi \approx 45^\circ$ достиже свој максимум. Самокочиви навоји имају мали угао нагиба навоја па је мала и вредност степена искоришћења, $\eta < 0,5$. На граници самокочења навоја $\varphi = \rho_n$ па је:

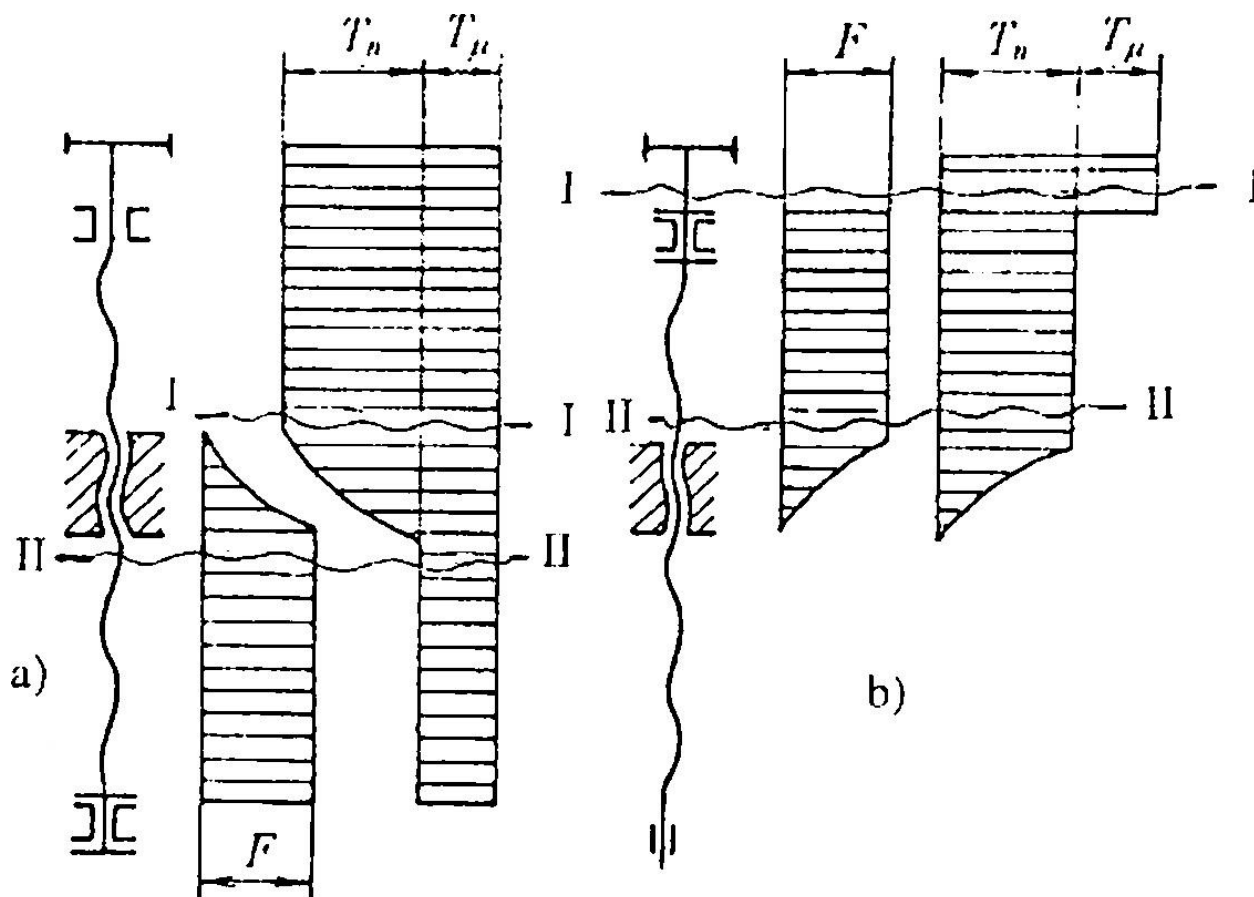
$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} 2\varphi} = \frac{\operatorname{tg} \rho_n}{\operatorname{tg} 2\rho_n} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \varphi}{2} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \rho_n}{2}; \quad (4.6)$$

Степен искоришћења се може повећати применом котрљајног навојног пара. Тада се сила трења знатно смањује и може се сматрати да је једнака нули, тј. Угао трења $\rho_n \approx 0$, па се степен искоришћења приближава јединици.

5.0 Оптерећење и прорачун навојног вретена

Навојно вретено је главни део покретног навојног споја односно навојног преносника. Опремљено је спољним навојем, најчешће трапезног профила. Дужина вретена одговара потребном ходу тј. дужини аксијалног померања покретних делова. Навртка се помера у односу на навојно вретено, тако да сви навојци долазе у додир са навојима навртке. Најоптерећенији навојак није увек исти, пошто се критични пресек помера. Аксијално оптерећење на навојно вретено се уводи преко аксијалног ослонаца и тако преноси до навртке или обрнуто од навртке до аксијалног ослонаца. Да би се вршило окретање под оптерећењем, потребно је да делује обртни момент. Ово дејство се може остварити посредством ручице, зупчаника или других преносних елемената. На покретном навојном споју (слика 10) уочавају се: 1 – навојно вретено, 2 – навртка, 3 – аксијални ослонац и 4 – место где делује обртни момент.

Анализом расподеле оптерећења навојног вретена може се утврдити да постоје две варијанте. У првој су аксијални ослонац и место на коме делује обртни момент са супротних страна навртке, док су у другој варијанти ови елементи са исте стране навртке (слика 10), [3].



Слика 10. Расподела оптерећења дуж навојног вретена: а) аксијални ослонац и место где делује обртни момент су са супротних страна навртке, б) са исте стране навртке

Између навртке где се остварује аксијална сила и аксијалног ослоња, вретено је изложено затезању или притиску, зависно од смера силе. И у навојном пару (навртци) и у аксијалном ослоњу јавља се отпор ротацији под оптерећењем. Тај се отпор савладава дејством обртног момента. Момент у навртци је:

$$T_n = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n); \quad (5.1)$$

Он дејствује на месту где се налази елемент за увођење обртног момента и преко вретена преноси се до навртке. На истом месту делује се и моментом $T_\mu = \mu F \frac{d_u}{2}$ који се дуж вретена преноси до аксијалног ослоња. Обртни момент T_μ може бити занемарен ($T_\mu=0$), ако је у аксијалном ослоњу уграђен котрљајни лежај. На слици 10 графички су приказане расподеле силе F , момента T_n и T_μ делујући на представљен начин. У првој варијанти где су аксијални ослоњац и место где делује обртни момент са супротних страна навртке, ова расподела оптерећења је равномернија. У другој варијанти су и сила и обртни момент концентрисани на једном делу навојног вретена. Остатак навојног вретена је неоптерећен у овом случају и представља слободан крај. На слици 10 пресеци означени са I-I изложени су увијању, а пресеци означени са II-II сложене напрезању од затезања или притиска и увијања. То су у исто време и карактеристични пресеци за прорачун навојног вретена.

Напон у пресеку I-I је напон увијања у језгру навојног вретена које је изложено моменту торзије T_t .

$$\tau = \frac{T_t}{W_p} = \frac{T_n + T_\mu}{0,2 d_3^3}; \quad (5.2)$$

Степен против разарања навоја у овом пресеку је:

$$S = \frac{[\tau]}{\tau} \geq S_{min}; \quad (5.3)$$

S_{min} треба да буде већи од 1,25 па до 2,5 у зависности од податка жељене поузданости за прорачун.

У пресеку II-II навојно вретено је изложено аксијалном напрезању, односно напону $\sigma = F/A_3$, а парцијални степен сигурности је $S_\sigma = [\sigma] / \sigma$. Осим аксијалног напрезања, присутна је и торзија, односно напон $\tau = T_t / W_p = T_t / 0,2 d_3^3$. Момент торзије за варијанту приказану на слици 10 (пример под а), $T_t = T_\mu$, а према варијанти на слици 10 (пример под б) $T_t = T_n$. Парцијални степен сигурности је $S_\tau = [\tau] / \tau$. Према томе, укупан степен сигурности против разарања у пресеку II-II је:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}; \quad (5.4)$$

који такође треба да задовољи горе наведене границе, [3].

Критични напони $[\sigma]$ и $[\tau]$ зависе од карактера радног оптерећења, односно од промене радног напона. Пошто се навртка помера дуж вретена током рада навојног преносника, и критични пресек мења место дејства. Тако се смањује опасност од замора материјала, а критеријуми за процену да ли прорачун вршити према статичкој чврстоћи или према динамичкој издржљивости могу бити блажи. Критични напони се најчешће узимају као једнаки граници течења материјала, [3].

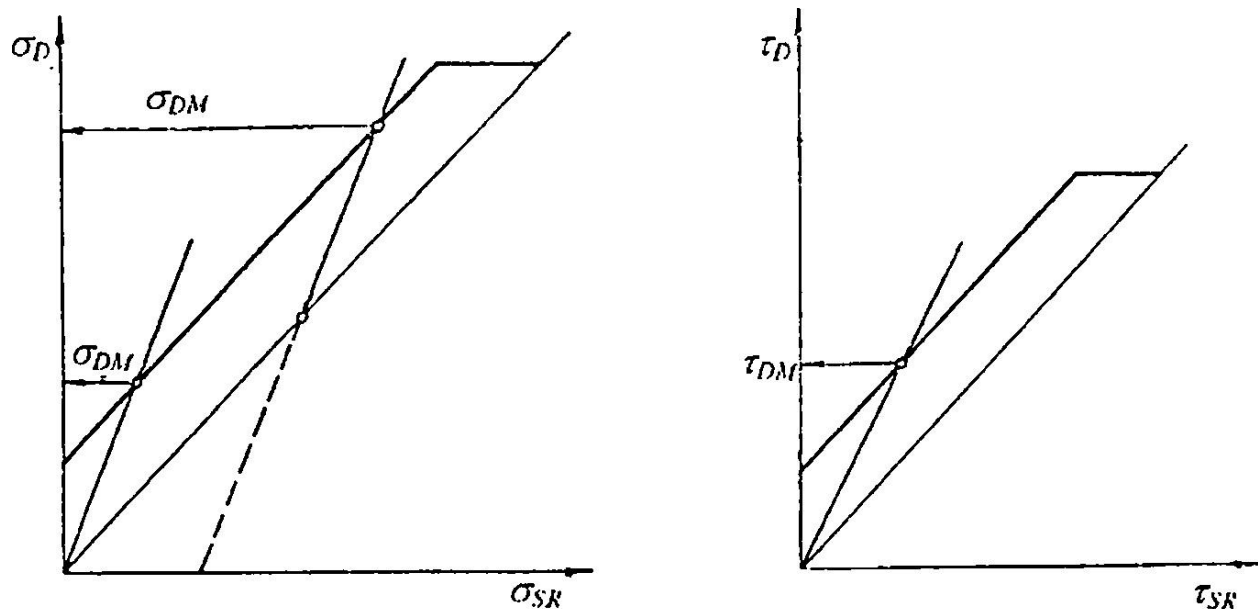
$$[\sigma] = \sigma_{TM} = \sigma_T \xi_T \xi_1 \quad \text{или} \quad [\tau] = \tau_{TM} = \tau_T \xi_T \xi_1; \quad (5.5)$$

Ако је напон ипак променљив, то се може узети у обзир повећаним степеном сигурности против разарања. У случају да је радни напон изразито променљив (велики број промена током радног века и велика амплитуда промене), за прорачун је меродавна динамичка издржљивост материјала. На слици 11 дат је приказ положаја линија радног напона у Смитовом дијаграму навојног вретена, за неколико варијанти напрезења. Приказана је варијанта за једносмерну промену напона са и без предоптерећења која се користи при одређивању σ_{DM} . Критични напон на увијање τ_{DM} може бити дефинисан линијама различитог нагиба који зависи од односа величине момента торзије позитивног и негативног смера (на пример подизање и спуштање терета), [3].

Навојна вретена велике дужине изложена сили притиска, проверавају се и на извијање. На основу усвојеног модела ослањања навојног вретена, израчунава се и критични напон σ_k при коме долази до извијања и израчунава се степен сигурности против извијања $S = [\sigma_k] / \sigma_{mp}$ и $S = F_k / F$, где је σ_{mp} меродавни напон на притисак.

$$\sigma_{mp} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}; \quad (5.6)$$

Препоручене вредности степена сигурности се крећу у границама $S = 3 - 6$, ако се прорачун врши по *Euler*-у, односно $S = 2 - 4$ ако је критични напон одређен по *Tetmayer*-у.

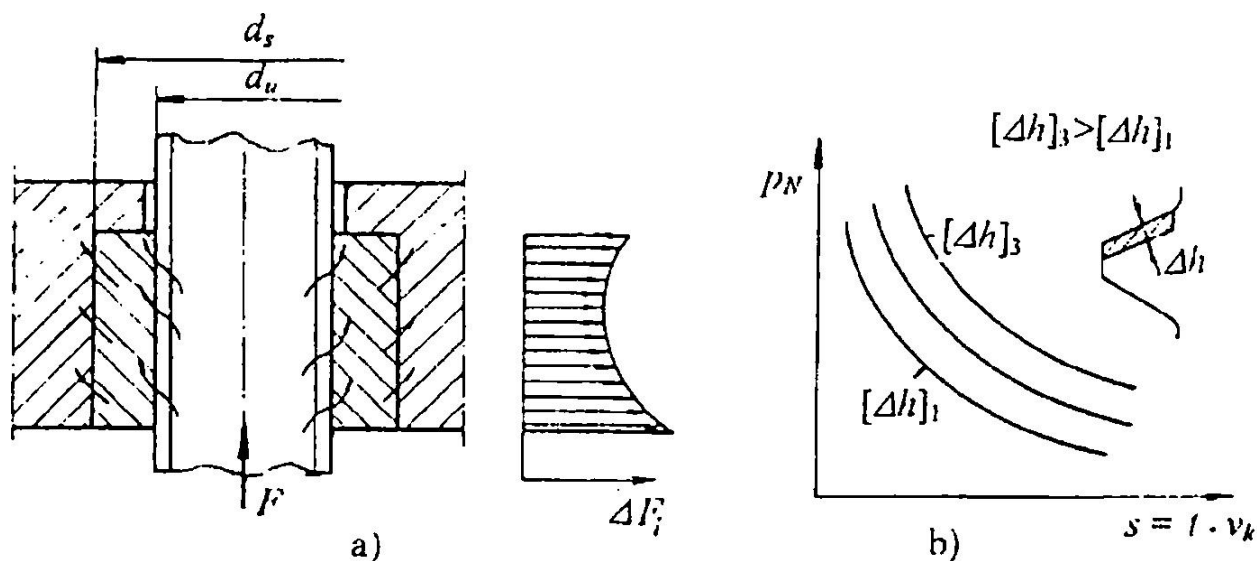


Слика 11. Критични напони изразито динамички напрегнутог навојног вретена

6.0 Напони и разарање навртке

Клизни спој се остварује на додиру навојака навојног вретена и навртке. Функција се извршава клизањем под оптерећењем, а разарање се манифестује у виду хабања навоја. Најпогоднија клизна својства се постижу ако су материјали у контакту различите тврдоће. Најчешће је навојно вретено од челика (конструкциони или челик за побољшање), а навртка од калајне бронзе. Осим ове, која се најчешће примењује, могу се користити и друге бронзе или сиви лив, [3].

Навртка у покретном навојном споју није стандардног облика. Може се прилагођавати оптерећењу навојног вретена. Ако је навојно вретено изложено напону на затезање, и навртка може бити ослоњена тако да буде и она оптерећена на затезање. Са друге стране, притисно оптерећено навојно вретено треба да је у склопу са навртком која је такође изложена на притисно оптерећење. На слици 12 представљен је такав пример. Супротно напрегнута навртка у односу на оптерећење навојног вретена код покретног навојног споја није прихватљива, [3].



Слика 12. Оптерећење и разарање навртке покретног навојног споја

Сила се са вретена на навртку преноси преко навојака у додиру. Сваки навојак преноси део силе ΔF_i тако да се у пресецима навртке сила повећава од места првог навојка па све до $F = \sum_{i=1}^z F_i$ иза последњег навојка. На том месту навртка је ослоњена, а на додирној површини је притисак $p_o = 4F / (d_s^2 - d_u^2) \pi$. Осим тога, навртка је у отвор носача (пречника d_s) насилно утиснута тј. упресована, тако да на додиру делује сила трења која спречава ротирање и аксијално померање навртке. Сила трења у правцу осе доприноси смањењу притиска p_o на месту ослонца навртке. У зависности од преклопа навртке и носача на додиру (d_s) овај притисак може бити знатно мањи, па чак и једнак нули, [1].

Услед пресовања, у зиду навртке су присутни и нормални напони у правцу тангенте на цилиндар навртке σ_c и радијални у правцу радијуса σ_r . Заједно са напоном у правцу осе од силе F (напон σ_z), зид навртке изложен је нормалним напонима у сва три правца у простору ($\sigma_z, \sigma_c, \sigma_r$).

На додиру навојака навојног вретена и навртке делује површински притисак који је на првом, најоптерећенијем навојку, [1].

$$p = \frac{\Delta F_1}{d_2 \pi H_1} = \frac{F}{z d_2 \pi H_1} \zeta_r \leq p_{doz}; \quad (6.1)$$

где је:

F – уздужна сила која оптерећује навојно вретено,

z – број навојака навртке ($z = 7, 8, 9$),

H_1 – дубина ношења навоја,

d_2 – средњи пречник навоја,

ζ_r – фактор расподеле оптерећења на навојке навојног пара,

p_{doz} – дозвољен површински притисак на додиру навојака.

Под овим притиском врши се клизање и хабање навојака. Хаба се мекши материјал тј. навојци навртке. Услед скидања слоја материјала Δh , у навојном пару долази до повећања зазора. Пример за то су навојни преносници алатних машина. Хабање може да буде успорено ако је притисак p мањи. На слици 12 је приказана зависност величине притиска од величине критичне похабаности $[\Delta h]$ и пређеног пута клизања:

$$s = t V_k; \quad (6.2)$$

где је: t – време клизања, V_k – брзина клизања.

Хабање је веће ако су брзина клизања и време рада (клизања) веће.

$$p_N = f\left(\frac{[\Delta h]}{\mu, V_k, t, \dots}\right); \quad (6.3)$$

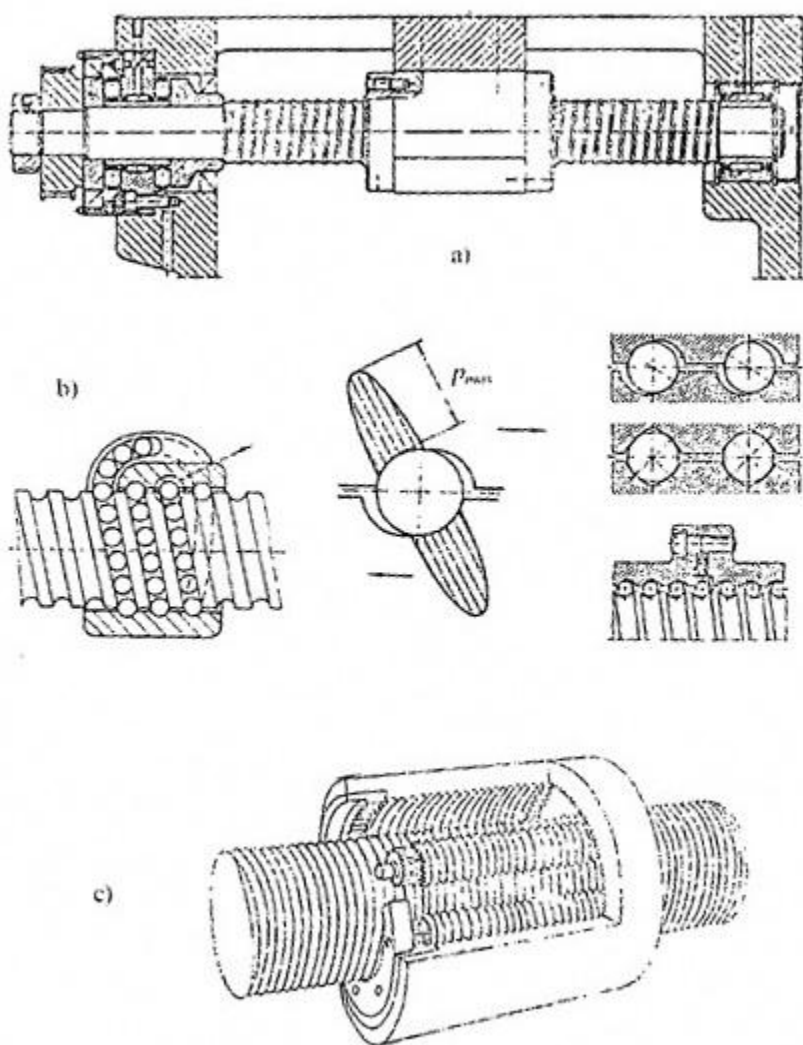
Тачан однос ових зависности није дефинисан већ су одређене величине критичних притисака p_N за неке карактеристичне функције навојних преносника (за ручни погон, за моторни погон, за навојне преноснике алатних машина). На основу тих података може се дефинисати и степен сигурности против критичне похабаности.

$$S_p = \frac{P_N}{P} > 1; \quad (6.4)$$

где је P_N временски ограничена издржљивост материјала навртке при повишеном притиску. Вредност за P_N се тешко утврђују па се углавном само проверава притисак у односу на дозвољену вредност истог. Из тог услова обично се 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, [1].

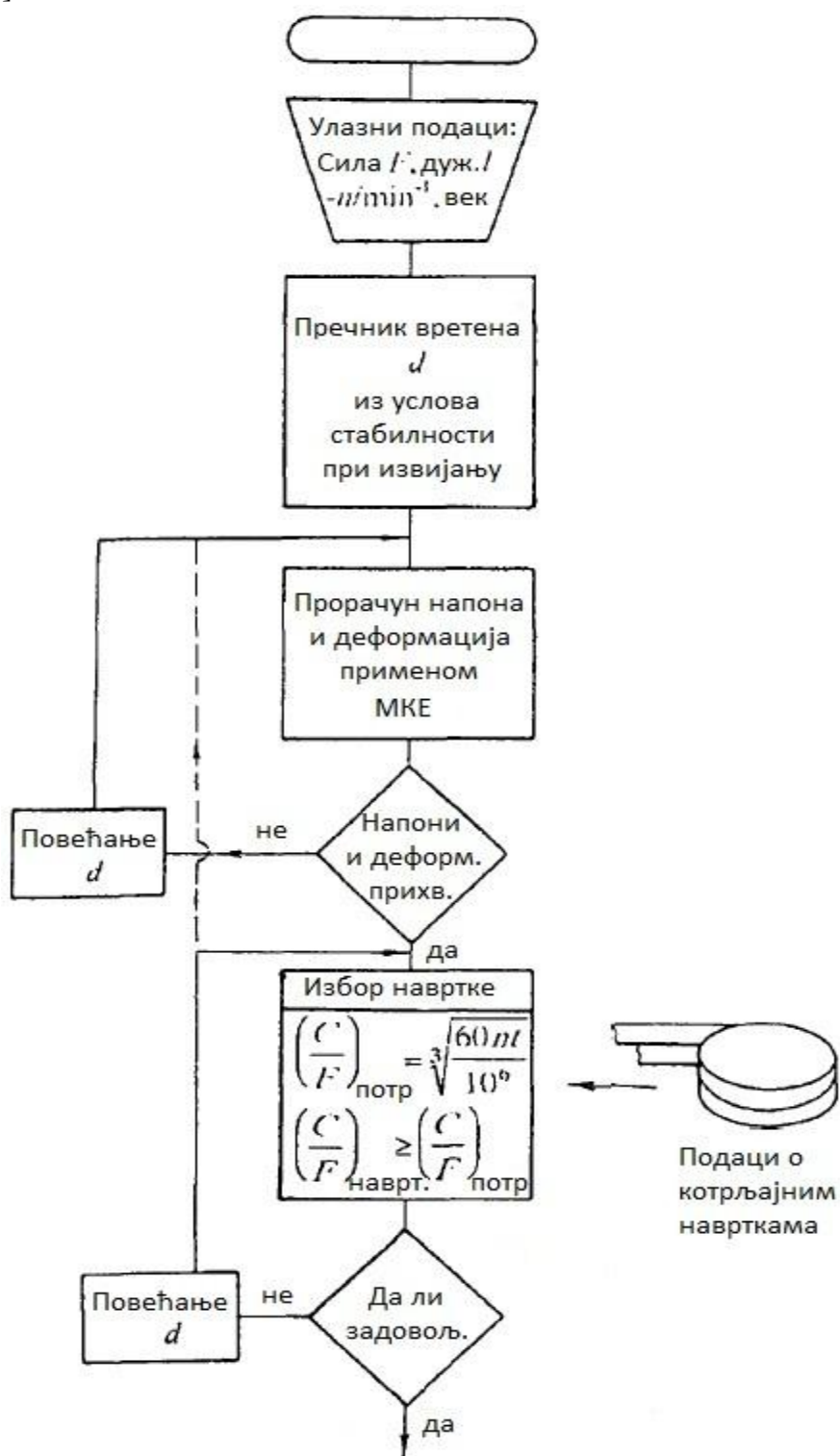
7.0 Навојни преносници са котрљајним принципом

Котрљајни принцип завојног кретања омогућава да се избегну зазори који се јављају услед хабања, и смањи утицај деформација склопа навојног вретена и навртке. То је од изузетне важности код алатних машина, где је тачност од великог значаја као и код других компјутерски управљаних (нумеричких) система. Конструкциона решења за отклањање зазора у клизним навојном пару, за ове сврхе нису дала посебно задовољавајуће резултате. Разрађена су два основна решења навртке користећи котрљајни принцип (слика 13). Навртка са рециркулационим куглицама (слика 13, под б)) испуњена је куглицама које се крећу дуж завојних жлебова полукружног или троугластог пресека. Почетак и крај жлеба су спојени каналом за повратак (рециркулацију) куглица са краја поново на почетак путање. Оптерећење се преноси посредством додира куглица и завојних стаза котрљања где се остварује Херцов притисак. На слици 13 (под ц) приказана је навртка код које је котрљајни принцип остварен посредством планетарних ожљебљених ваљака, [3].



Слика 13. Котрљајни принцип навојних преносника: а) склоп, б) варијанте навртке са рециркулационим куглицама, ц) навртка са котрљајним навојем

Ове склопове су развили произвођачи котрљајних лежајева. Они се испоручују са прописаном носивошћу за дати број обртаја тј. на истом принципу као и код котрљајних лежајева. Избор склопова се врши на основу потребне носивости и жељеног радног века (слика 14), [3].

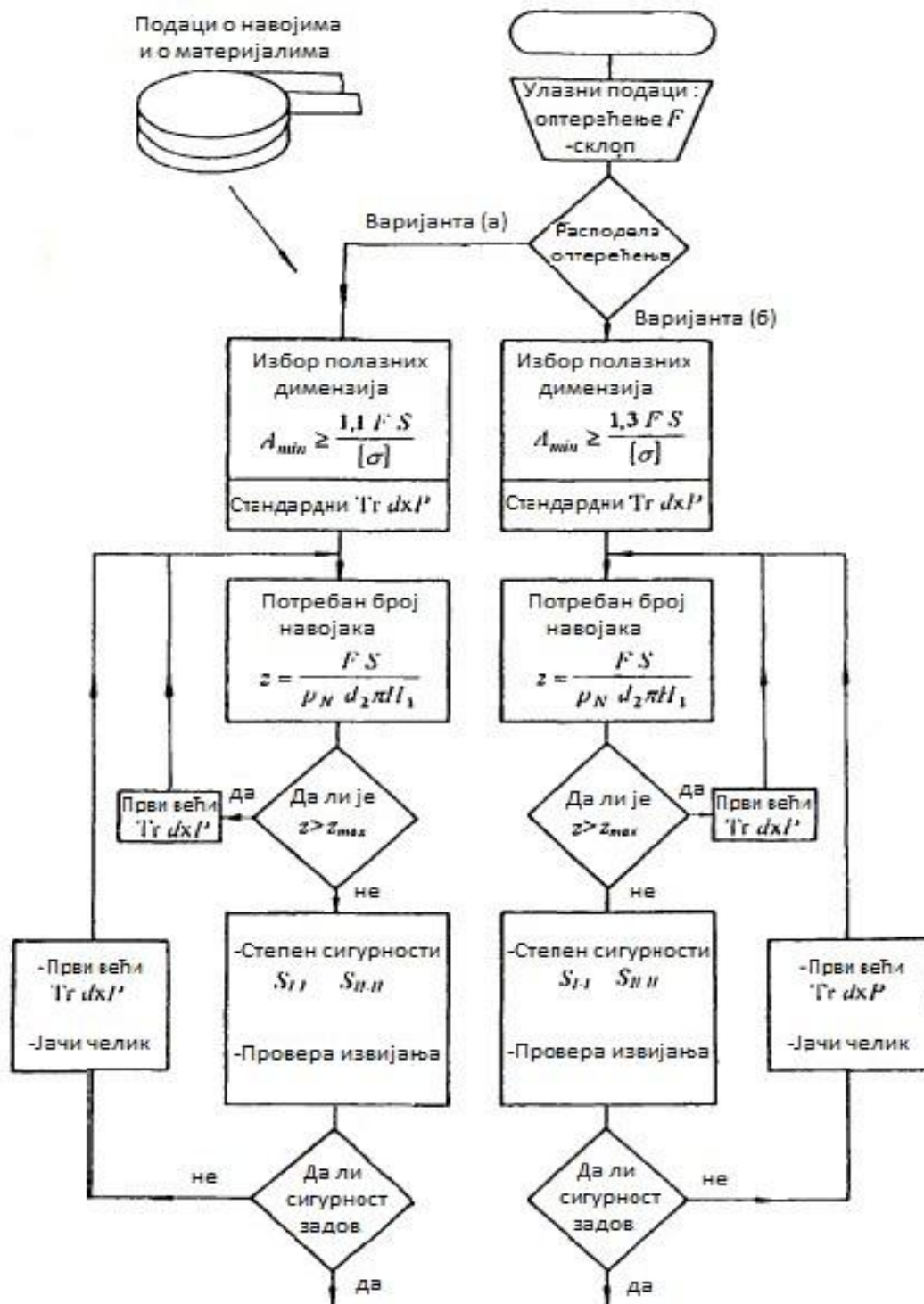


Слика 14. Шема оптимизације навојног преносника са котрљајном навртком

8.0 Избор димензија и оптимизација параметара покретног навојног споја

Димензије, односно параметри клизног навојног пара у покретним навојним спојевима одабирају се тако да задовоље степен сигурности против разарања тј. лома или пластичних деформација навојног вретена и да обезбеде довољну отпорност на хабање. Ако постоји опасност да навојно вретено буде изложено извијању, начин ослањања и попречни пресек вретена треба да буду одабрани тако да до извијања не дође. Пошто је навојно вретено сложено напрегнуто, није могуће експлицитно израчунати потребан пречник навоја. Примењује се итерациони приступ. Као полазни, усваја се пречник добијен прорачуном на основу нормалног напона F/A_z помножен коефицијентом од 1,1 па до 1,3 чиме се обухвата утицај увијања. За овај оријентациони напон, усвојен степен сигурности S и за критични напон $[\sigma]$ усваја се полазна величина стандардног навоја $T, d \times P$. У следећем кораку се израчунава потребан број навојака навртке, на основу граничног притиска p_N . Ако је добијени број већи од максималног, усваја се већи навој $T, d \times P$, па се опет врши провера, све док се не добије број z у препорученим границама.

За усвојене параметре навоја, у трећем кораку израчунавају се степени сигурности навојног вретена и, ако је потребно, израчунава се и степен сигурности против извијања навојног вретена. Ако добијени степен сигурности није задовољавајући, усваја се већи навој $T, d \times P$ или јачи материјал навојног вретена. На слици 15 шематски је приказан овај поступак за варијанту расподеле оптерећења а) и б) са слике 10, [3].



Слика 15. Шема структуре поступка оптимизације параметара навојних преносника са клизном навртком

9.0 Прорачун навојног преносника за платформу

$$F = 25 \text{ kN} = 25000 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{400}{5} = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{1.3 F}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \Rightarrow$$

$$d = \sqrt{\frac{5.2 * 25000}{\pi * 80}} = \sqrt{517.25}$$

$$d = 22.74 \text{ mm} \Rightarrow$$

усваја се први следећи стандардни пречник:

$d = 24 \text{ mm}$, $P = 5 \text{ mm}$, $d_3 = 18.5 \text{ mm}$, $H_1 = 2.5 \text{ mm}$ односно трапезни навој Tr 24x5

$$\sigma = \frac{4 F}{\pi d_3^2} = \frac{4 * 25000}{\pi (18.5)^2} = 55.26 \text{ N/mm}^2$$

$$T = F \tan (\varphi + \rho) \frac{d_2}{2}$$

$$d_m = 21.5 \text{ mm}$$

$$\varphi = \arctg \frac{P}{\pi d_m} = \arctg \frac{5}{\pi 21.} = \arctg 0.074896 = 4.28^\circ$$

$$\rho = \arctg \mu = \arctg 0.15 = 8.53^\circ$$

$$T = 25000 \tan (4.28 + 8.53) \frac{21.5}{2} = 60397.27 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{16 M t}{\pi d_3^3} = \frac{16 * 60397.27}{\pi (18.5)^3} = 22.25 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{55.26}{2}\right)^2 + (22.25)^2} = \sqrt{1258.48} = 35.47 \text{ N/mm}^2$$

дозвољени напон на увијање је:

$$\frac{\tau_u}{5} = \frac{200}{5} = 40 \text{ N/mm} \Rightarrow$$

Навојно вретено је безбедно против разарања.

Прорачун навртке:

$$p_b = \frac{F}{n \pi d_m H_1}$$

$$p_b = 10 \text{ N/mm}^2, d_2 = 21.5 \text{ mm}, F = 25000 \text{ N} \Rightarrow$$

$$n = \frac{25000}{10 \pi * 21.5 * 2.5} = 14.98$$

$n > 10$ није препоручиво. Због тога се бира следећи стандардни трапезни навој Tr26x5. Следеће стандардне вредности су:

$$d = 26 \text{ mm}, d_3 = 20.5 \text{ mm}, P = 5 \text{ mm}, H_1 = 2.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{26 + 20.5}{2} = 23.5 \text{ mm},$$

$$n = \frac{25000}{10 \pi * 23.5 * 2.5} = 13.69$$

Пошто је и ова вредност такође већа од 10, бира се следећа већа вредност за d_1 , d , и P .

$$d = 30 \text{ mm}, d_3 = 23 \text{ mm}, P = 6 \text{ mm}, H_1 = 3 \text{ mm Tr30x6}$$

$$d_2 = \frac{30 + 23}{2} = 26.5 \text{ mm}$$

$$n = \frac{25000}{10 \pi * 26.5 * 3} = 10.00$$

Пошто је ова вредност једнака 10, може бити усвојена.

Висина навртке износи:

$$H = n P = 10 * 6 = 60 \text{ mm}$$

Попречни пресек навртке изложен оптерећењу:

$$\frac{\pi}{2} (D_0^2 - D^2)$$

$$D = d + 0.5 \text{ mm} = 30 + 0.5 = 30.5 \text{ mm}$$

За израду навртке усваја се материјал калајна бронза CuSn10

$$\sigma_u = 270 \text{ МПа}$$

Дозвољени напон према степену сигурности износи:

$$\sigma_T = \frac{270}{5} = 54 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_T = \frac{4 F}{\pi (D_0^2 - D^2)} = 54 = \frac{4 * 25000}{\pi (D_0^2 - (30.5)^2)} \Rightarrow$$

$$\pi (D_0^2 - (30.5)^2) = \frac{100000}{54}$$

$$\pi (D_0^2 - (30.5)^2) = 1851.85$$

$$D_0^2 - (30.5)^2 = \frac{1851.85}{\pi}$$

$$D_0^2 = 589.46 + 930.25$$

$$D_0 = \sqrt{1519.71}$$

$$D_0 = 38.98 \Rightarrow$$

Усваја се $D_0 = 39 \text{ mm}$

Степен искоришћења навојног преносника:

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan (\varphi + \rho)} = \frac{0.0748}{0.2274} = 32.9\%$$

10.0 Избор навојног преносника за платформу из каталога

Због дугогодишњег искуства у производњи навојних преносника, врхунских перформанси, одличне поузданости, као и присутности на нашем тржишту, избор пада на производе компаније „ZIMM“, [6]. Каталог „ZIMM“-а нуди више типова навојних преносника.

У овом конкретном случају, најпогоднији тип су навојни преносници серије „Z“. И у овој серији навојних преносника постоји више подтипова, тачније три:

- тип са трапезним навојем („Tr“)
- тип са рецикулационим куглицама („KGT“)
- тип са дуплом сигурносном навртком („SIFA“)

Пошто се ради о избору навојног преносника за платформу, да не би дошло до недозвољеног и изненадног спуштања терета услед истрошености навртке, усваја се тип са сигурносном „SIFA“ навртком.

Пошто је прорачуном за оптерећење од 25 kN добијен и усвојен навој Tr 30x6, а такође и у каталогу компаније „ZIMM“ за оптерећење од 25kN могуће је изабрати само навој Tr 30 x 6, па се према томе и усваја навој Z-SIFA Tr 30x6.

Од материјала кућишта навојног преносника у понуди је само алуминијум, тако да се он и усваја.

За свако оптерећење у понуди имају по два типа навојних преносника:

- са трансляторним кретањем навојног вретена („S“)
- са кружним кретањем навртке („R“)

За платформу је погоднији тип са кружним кретањем навртке, тако да се усваја тип „R“.

Тakoђе, у понуди су и два преносна односа $i = 6:1$, и $i = 24:1$.

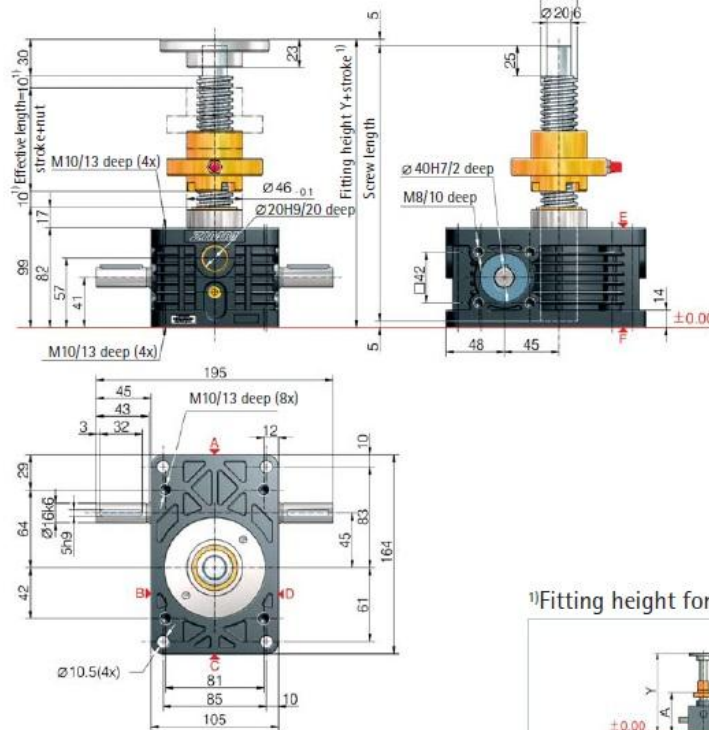
Због лакшег праћења тока дизања терета усваја се већи преносни однос тј. $i = 24:1$.

Коначно, усвојено је: Z-SIFA Tr 30x6, R, $i = 24:1$.

Пошто је у питању конструкција платформе, потребна су два навојна преносника.



Z-25-R rotating screw 25 kN



M10 DIN 912

2

25

kN

¹⁾Fitting height for 0-stroke, with Tr 30x6 screw

	Flange nut FM	Duplex nut DM	Duplex nut DM with SIFA	Self-aligning nut PM	Greaseless nut FFDM
All dimensions in mm	Y/A	Y/A	Y/A	Y/A	Y/A
Bellocs FB	195/123	199/136	244/181	244/177	208/145
without bellocs FB	-	314/196	353/235	359/237	325/207
2x Z-25-FB-300	-	374/226	413/265	419/267	385/237
2x Z-25-FB-700	-	414/246	453/285	459/287	425/257

Detailed instructions for determining the length can be found in Section 8

Technical data series Z-25-S / Z-25-R

max. compressive/tensile force, static	- 25 kN (2.5 t)
max. compressive/tensile force, dynamic	- see duty cycle curves
Nominal speed	- 1500 rpm
max. drive shaft speed	- 3000 rpm (depending on the load and duty cycle)
Screw size standard	- Tr 30x6 ²⁾
Gear ratio	- 6:1 (N) / 24:1 (L)
Housing material	- aluminium, corrosion-resistant
Worm shaft	- steel, case-hardened, ground
Weight of screw jack body	- 3.8 kg
Weight of screw/m	- 4.5 kg
Gearbox lubrication	- synthetic fluid grease
Screw lubrication	- grease lubrication
Gearbox operating temperature	- max. 60°C, higher on request
Moment of inertia	- N: 1.449 kg cm ² / L: 0.589 kg cm ²
Input torque (at 1500 rpm)	- max. 18 Nm (N) / max. 10 Nm (L)
Drive-through torque	- max. 108 Nm

Drive torque M_0 (Nm)	- F (kN) $\times$ 0.63 ^{2a)} + M_0 (N-normal)
Breakaway torque	- F (kN) $\times$ 0.20 ^{2a)} + M_0 (L-low speed)
Idling torque ⁴⁾ M_0 (Nm)	- Drive torque M_0 $\times$ 1.5
	- 0.36 (N-normal) / 0.26 (L-low speed)

Between gearbox and nut or nut and end of thread, provide for a safety distance of (minimum) 10 mm!

See Section 7 for the checklist.

Important information

- 1) - extension if a bellows or spiral spring is fitted: see the table or Section 8
- 2) - Tr 30x6 is standard, also available: double-pitch, stainless steel, left-handed, increased screw Tr 40x7 (only for the R version)
- 3) - factor includes efficiency, ratio and 30% safety
- 4) - at 20°C, can be higher when new
- 5) - for a 6 mm screw pitch

Слика 16. Детаљи изабраног навојног преносника

11.0 Закључак

У оквиру овог Завршног рада обрађена је тема навојних преносника, који спадају у групу покретних навојних спојева. Дата је дефиниција навојних преносника и конструкционо су описани. Затим, наведене су области примене и приказани су и специјални типови навојних преносника са више завојница. Даље, у раду, је једначинама описана кинематика и одрађена анализа оптерећења, а затим и поступак прорачуна навојних преносника. Приказан је и специјални тип навојних преносника, са котрљајним принципом и дате су шеме поступка прорачуна и избора навојних преносника.

На основу свега овде предходно обрађеног, одрађен је самосталан прорачун конкретног навојног преносника за покретну платформу за задате полазне податке. Након прорачуна и усвајања димензија навојног преносника (навојног вретена и навртке), из каталога компаније „ZIMM“ извршено је усвајање готовог конструкционог решења, то јест навојног преносника, за податке добијене прорачуном.

На овај начин, усвајањем готовог, тренутно на тржишту присутног решења, из каталога и његовом имплементацијом у конкретној конструкцији постиже се знатна уштеда и у времену и у новцу.

Литература

- [1] В. Николић: Машински елементи, Машински факултет Крагујевац, 2004,
- [2] В. Милтеновић: Машински елементи, Машински Факултет Ниш, 2007,
- [3] М. Огњановић: Машински елементи, Машински факултет Београд, 2013,
- [4] Д. Јеласка: Елементи стројева, Сплит, 2005,
- [5] Pandya N. C & Shah C.S: ELEMENTS OF MACHINE DESIGN ED. 7, Kolkata-India, 1972.
- [6] <http://zimmscrewjacks.com>