



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Машински елементи 2

Број индекса: 43/2011

Миленко Љ. Богдановић

Пројектовање фрикционе пресе

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:

- Систематизује основне информације о покретним покретним навојним спојевима и фрикционим преносницима
- Кандидат треба да изврши прпрачун машине, конкретан пример фрикционе пресе

Препоручена литература:

[1] Вера Николић, Машински елементи, теорија, прорачун и примери, Крагујевац, 2004.

[2] Војислав Милтеновић, Милосав Огњановић, Машински елементи II и III, Машински факултет Београд, Ниш 1995.

Крагујевац, септембар 2014.

ментор:

Др Мирко Благојевић, ванредни професор

РЕЗИМЕ

Од раних почетака човечанства, човек је тежио, али и данас више него икада тежи што брже технолошком развоју. Убрзан развој технике омогућио је пројектовање и производњу једног производа на више различитих начина, па је тако данас на глобалном тржишту доступан огроман број различитих типова преса, различитих карактеристика и произвођача.

У овом раду су пре свега представљени навојни преносници и основе њиховог прорачуна, а затим су описани фрикциони преносници и њихове основне карактеристике.

У завршном делу рада извршен је прорачун машине, једног конкретног примера фрикционе пресе, такође је урађен и тродимензионалан модел у софтверском пакету „SolidWorks“ на основу претходно прорачунатих геометријских карактеристика основних саставних елемената. Како би се постигао што реалистичнији приказ креираног 3Д модела, извршена је његова накнадна обрада и визуелизација софтверу „KeyShot“.

Кључне речи: Фрикциона преса, прорачун, 3Д модел, SolidWorks, KeyShot .

ABSTRACT

From ancient times, man was striving to accelerate technological development. Modern society characterized faster than ever technological development, enabled product designing and manufacturing on many different ways. Modern global competitive market is flooded by various types of presses offered in wide range of output parameters, developed by a number of different manufacturers.

Within the scope of this document, description of screw transmission elements and basics of their calculation was primarily done. Frictional gears (transmission) and their basic characteristics were also described.

In final part of this document, calculation of a specific frictional screw press was done. Tridimensional model based on calculated geometrical characteristics of basic components was created in software package „SolidWorks“. In order to achieve certain amount of photorealism of a created 3D model, after production and visualization was done in „KeyShot“ software.

Keywords: Frictional press, calculation, 3D model, SolidWorks, Keyshot

Садржај

1. Увод	6
2. Навојни спојеви	7
2.1. Подела навојних спојева	7
2.2. Основни параметри навоја.....	8
2.3. Стандардни профили навоја	9
3. Покретни навојни спојеви	12
3.1. Кинематички параметри навојних спојева	12
3.2. Степен искоришћења покретних навојних спојева.....	13
3.3. Прорачун покретних навојних спојева	14
4. Фрикциони преносници	18
4.1. Основне карактеристике и подела фрикционих преносника	18
4.2. Остваривање сила на додирним површинама.....	19
4.3. Фрикциони преносници са константним преносним односом	20
4.4. Фрикциони пренос са променом преносног односа и смера обртања	22
4.5. Прорачун фрикционих преносника	23
4.6. Губици енергије и степен искоришћења фрикционих преносника.....	26
4.7. Трошење и радни век фрикционих преносника	27
4.8. Материјали за израду фрикционих точкова	28
4.9. Претходни прорачун фрикционих точкова	28
5. Фрикционе пресе	30
5.1. Основни елементи и карактеристике фрикционе пресе	30
5.2. Подела фрикционих преса	32
6. Прорачун фрикционе пресе	35
6.1. Полазни подаци	35
6.2. Прорачун навојног вретена	35
6.3. Прорачун фрикционих точкова	40
6.4. Избор електромотора	44
7. Пројектовање 3Д модела	47
8. Закључак	52
9. Литература	53

1. Увод

Покретни навојни спојеви налазе најчешћу примену код фрикционих преса. Навој се први пут употребљавао као део вијчане пумпе за заливање висећих вртова у Вавилону 7 веку пре нове ере. Након тога налазили су примену у пресама за цеђење маслиновог уља и грожђа. Израђивали су се ручно од дрвета. Грчки математичар Архимед их је изучавао као део машине, тако да је сматран изумитељем вијка. Такође преса налази велику примену у производњи новца. Претеча овог типа пресе појављује се у 15. веку у штампарији Гутенберг. За потребе штампарије они су извршили модификацију пресе за цеђење грожђа. Такође у 15. веку се јављају и метални вијци.



Слика 1.1. Историјска примена навоја код преса

Данас пресе представљају одређену врсту машине алатке, неопходне у обављању процеса у индустрији. Испоручују енергију путем сила, које могу деловати на растојању. Веома велику улогу имају у металној индустрији и производњи делова од пластичних маса.

Тренутно ова конструкција знатно је унапредовала у односу на почетна извођења. Константно кретање навојног вретена било је тешко одредити, тако да се временом дошло до решења са два фрикциона диска на горњем делу машине. Коришћењем система полуа омогућава се промена смера хода вретена.

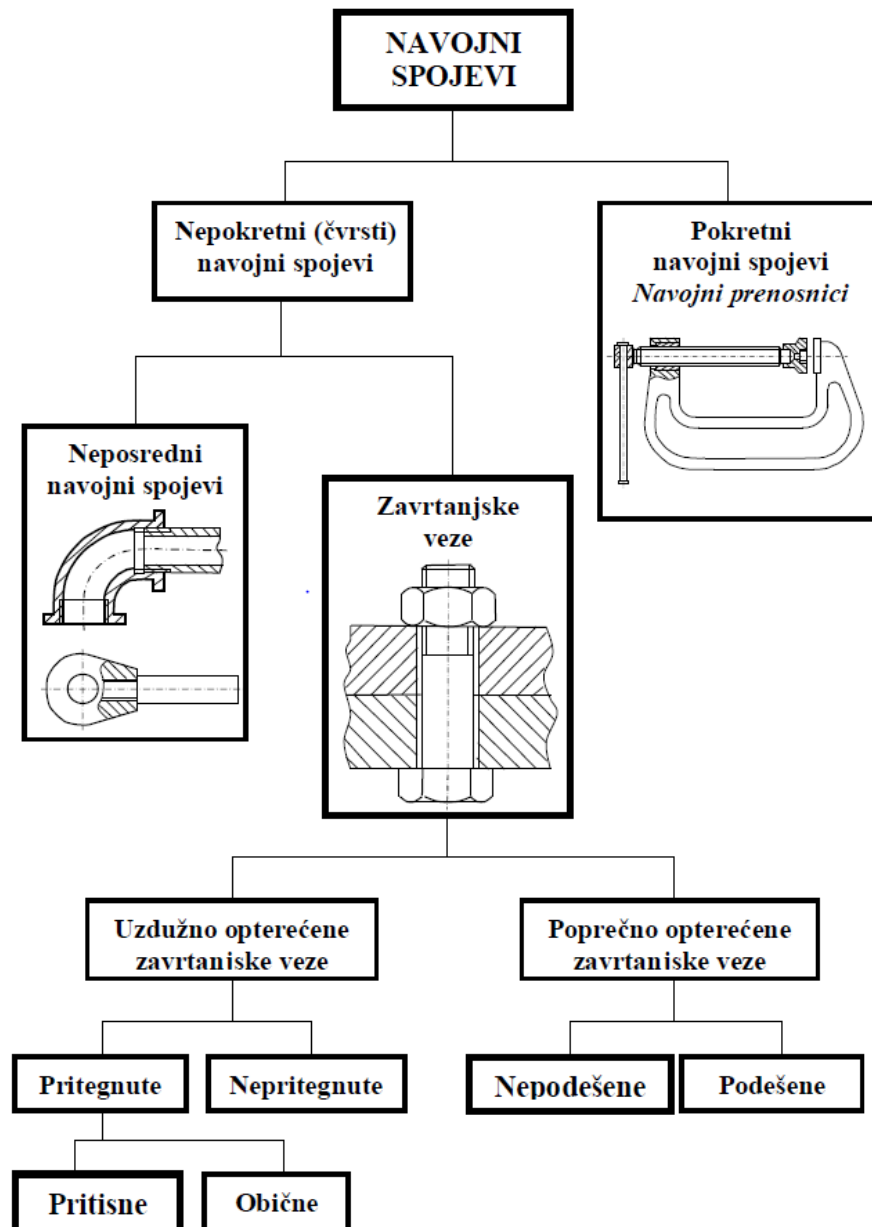
Пре другог светског рата (1945.), силу притиска одређивао је радник на машини манипулацијом полуа. Квалитет откива зависио је од искуства радника на машини. После рата са појавом хидрауличних, пнеуматских система, микроконтролера који учествују у контроли хода пресе, али и тачног одређивања потребне силе притиска дошло се до знатног побољшања продуктивности уз виши квалитет обрађеног комада, при чему се за извршење ове операције не захтева велика стручност радника.

2. Навојни спојеви

Навојни спојеви спадају у групу раздвојивих спојева, што представља могућност раздвајања и поновног спајања без разарања основног материјала. Помоћу навојних спојева може се остварити притискивање, заптивање машинских елемената, прецизно подешавање код мерних уређаја, претварње обртног кретања у праволиниско и др.

2.1. Подела навојних спојева

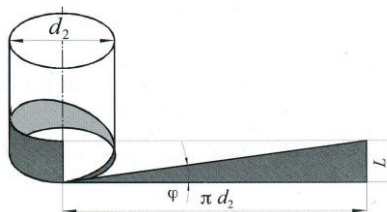
Навојни спојеви се деле на покретне (навојни преносници) и непокретне (чврсти навојни спојеви). Даља подела непокретних навојних спојева приказана је на слици 2.1..



Слика 2.1. Подела навојних спојева

2.2. Основни параметри навоја

Навој је геометријско тело које настаје завојним кретањем геометријске слике у облику правоуглог троугла, око цилиндра, као што је приказано на слици 2.2.. Хипотенуза овог троугла представља завојну линију, а свака страна троугла описује завојну површину. Троугао, који описује навој завојним кретањем, представља теоријски профил навоја. Смањење концентрације напона врши се заобљењем, [1].



Слика 2.2. Формирање навоја

Ход завојнице представља аксијално растојање између крајних тачака једног завојног вретена. Корак навоја P представља аксијално растојање било које две карактеристичне тачке суседних навојака.

Нагиб завојне линије дефинише се углом φ чији је тангенс представљен у обрасцем 2.1..

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{L}{\pi \cdot d_2} \quad (2.1.)$$

Навој може бити једноструки (једновојни), ако настаје завојним кретањем једног троугла. Када је изражена потреба да се ход и угао нагиба завојнице повећа, примењују се двоструки (двовојни), троструки (тровојни) и вишеструки (вишевојни) навоји. Ход завојнице је израчунава се коришћењем обрасца 2.2..

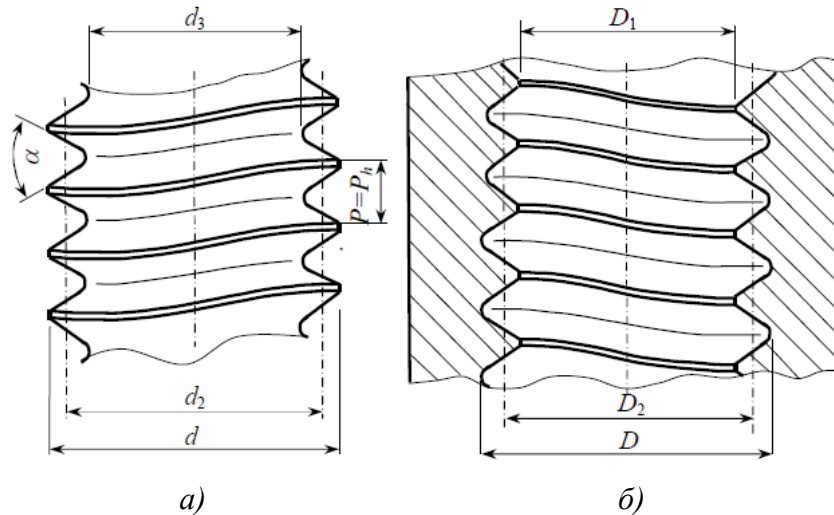
$$L = n \cdot P, \quad (2.1.)$$

где је:

$n=1$ за једноструки навој, $n=2$ двоструки навој, итд.

Смер навоја је десни, а у изузетним случајевима је леви. При завојном кретању, при удаљавању од посматрача, код десног навоја тачка ротирања је у десном смеру (у смеру казљке на сату), а код левог навоја ова ротација је у левом смеру (супротном од казљке на сату).

Навој може бити спољашњи и унутрашњи, као што је приказано на слици 2.3.. Спољашњи навоји израђују се по спољашњој страни цилиндра, а унутрашњи навој по унутрашњој (шупљој) површини цилиндра.



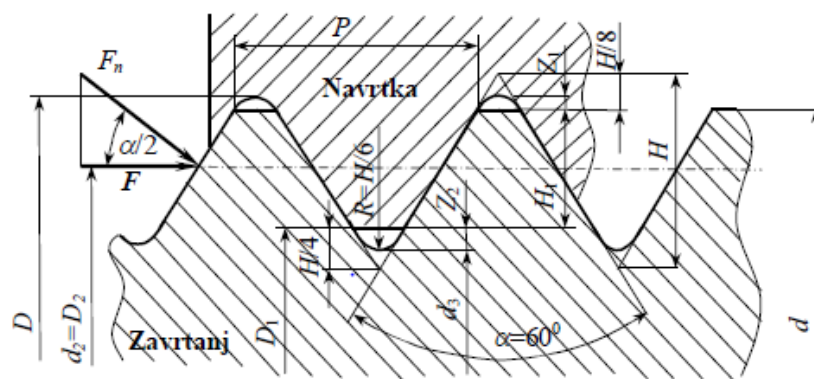
Слика 2.3. Геометријске мере навоја, а) спољашњег, б) унутрашњег

Навојни пар је spoj унутрашњег и спољашњег навоја истог профила, истог смера завојнице, истих средњих пречника $d_2 = D_2$, односно истог називног пречника d . Аксијално растојање између крајних додирних тачака у навојном пару је дужина ношења навојног пара l_n .

2.3. Стандардни профили навоја

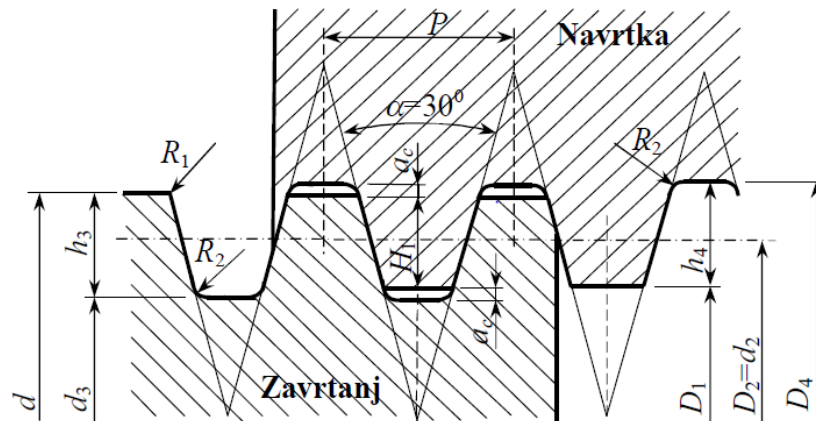
Варијацијом угла профила α и варијацијом радијуса заобљења у корену навоја могу настати различити профили. Примену су нашли они који највише задовољавају одговарајуће захтеве.

Метрички навој данас налази најчешћу примену. Ово је први навој који је стандардизован. Конструктивни приказ овог навоја са пратећим димензијама представљен је на слици 2.4.. Теоријски профил навоја је једнакостраничан троугао, па је угао профила $\alpha = 60^\circ$. Велики угао профила утиче на повећање коефицијента трења што повећава носивост. Нису погодни за покретне навојне спојеве. Стандардом су регулисани навоји са ситним (финим) и крупним (грубим) кораком, [1].



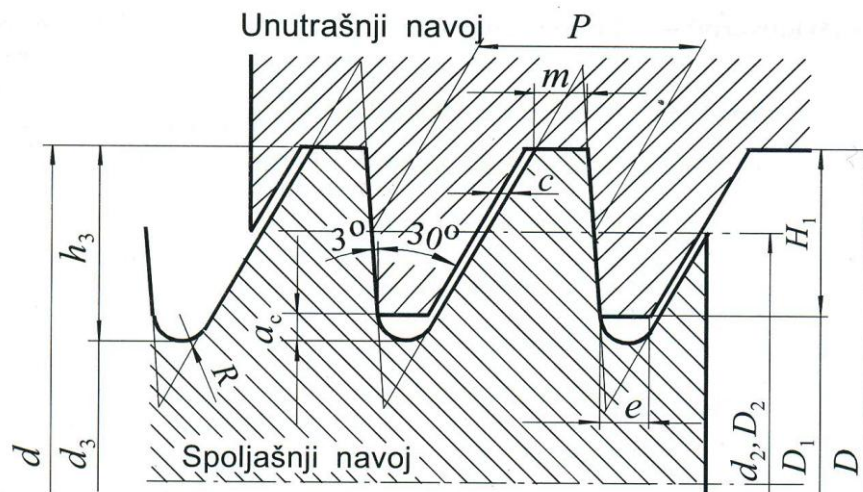
Слика 2.4. Метрички навој

Трапезни метрички навој у односу на претходно описан метрички навој, карактерише смањени угао профила, $\alpha = 30^\circ$. Теоријски профил овог навоја је у облику једнокраког троугла. За разлику од претходно наведеног метричког, трапезни навој има нижи коефицијент трења. Ова особина одређује примену ових навоја. Конструктивни приказ овог навоја приказан је на слици 2.5.. Примену налазе код покретних навојних спојева и јако ретко код чврстих навојних спојева, [1].



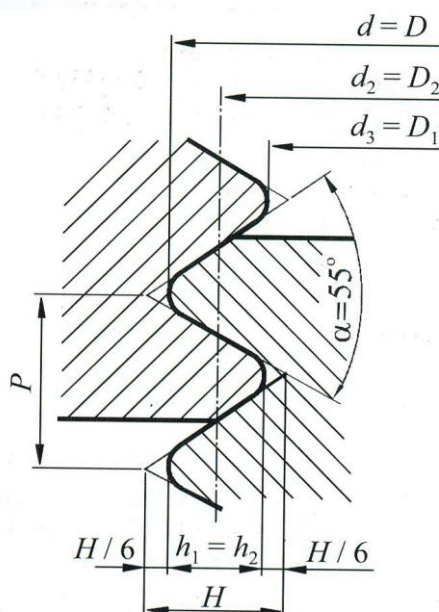
Слика 2.5. Геометријске карактеристике трапезног навоја

Код **косог метричког** навоја (приказаног на слици 2.6.) теоријски профил чини приближно правоугли троугао са углом профила $\alpha = 30^\circ$. Коефицијент трења код овог типа профила има још мању вредност него код трапезног навоја. Коси метрички навоји се због тога примењују код јако оптерећених навојних вретена и подесни су за пренос аксијалне силе у једном правцу.



Слика 2.6. Геометријске карактеристике косих навоја

Витвортов (цевни) навој приказан је на слици 2.7., његове димензије дате су инчима (цолима), због чега је овај навој непрактичан. Теоријски профил овог навоја је једнокраки троугао са углом при врху $\alpha = 55^{\circ}$. Витвортове завојнице имају скраћен врх због чега су погодне код цеви са танким зидовима, прстенова шупљих вратила итд.

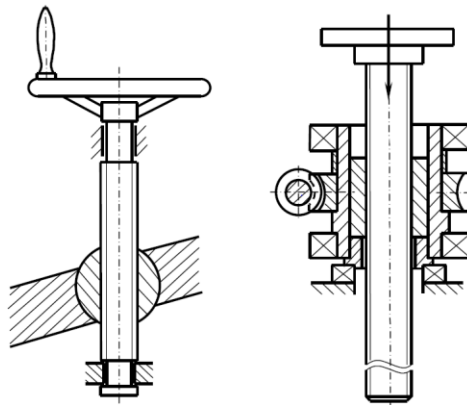


Слика 2.7. Геометријске карактеристике цевног навоја

3. Покретни навојни спојеви

Претварање обртног кретања у транслаторно, односно претварње обртног момента у аксијалну силу, врши се помоћу покретних навојних спојева. Ретко налазе примену у претварњу аксијалне силе у обртно кретање. Основни елементи покретних навојних спојева чине два дела, један са спољним (навојно вретено), један са унутршњим навојем (навртка). За покретне навојне спојеве употребљавају се трапезни и коси навој. Облици вретена и навртки нису обухваћени стандардима. Покретање се може остварити ручно, али и помоћу механичке енергије (моторни погон). При сваком обртају остварује се аксијални померај од једног хода навоја L .

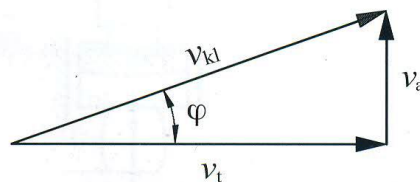
Постизање великих аксијалних сила помоћу малих обртних момената врши се помоћу покретних навојних спојева. Ова карактеристика омогућава њихову ширу примену код ручних дизалица, преса, стругова (водеће вретено), дефинисања тачних односа код мерних машина, за остваривање малих сила код ручних алата (стеге) итд., као што је приказано на слици 3.1..



Слика 3.1. Примена покретних навојних спојева

3.1. Кинематички параметри навојних спојева

Геометрија бокова навојног вретена омогућава завојно кретање једног елемента завојног споја у односу на други. У правцу средње завојнице у навојном пару остварује клизање брзином v_{kl} , која се може расчланити на обимну брзину v_t у правцу тангентне на средњи цилиндар навоја и аксијалну брзину v_a у правцу осе навојног вретена, слика 3.2., [1].



Слика 3.2. Брзине код навојног пара

Обимна брзина може се израчунати коришћењем израза 3.1., док се аксијална брзина може израчунати коришћењем израза 3.2..

$$v_t = d_2 \cdot \pi \cdot n, \quad (3.1.)$$

$$v_a = L \cdot n = v_t \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (3.2.)$$

где су:

d_2 – средњи пречник навоја,

n – број обртаја,

L – ход навоја,

φ – угао нагиба навоја.

Слагањем обимне и аксијалне брзине добија се брзина клизања на додирној површини бокова навоја елемената навојног пара, као што је приказано на слици 3.2.. Брзина клизања на средњем цилиндру може се израчунати коришћењем обрасца 3.3..

$$v_{kl} = \sqrt{v_t^2 + v_a^2} = \frac{v_t}{\sin \varphi} = \frac{v_t}{\cos \varphi} \quad (3.3.)$$

3.2. Степен искоришћења покретних навојних спојева

Степен искоришћења навојних вретена игра важну улогу. Већи део енергије се троши на савлађивање трења, а остатак је користан рад. Општи израз степена искоришћења добија се као однос корисног и извршеног рада са уложеном енергијом и представљен је обрасцем 3.4..

$$\eta = \frac{P_k}{P} < 1 \quad (3.4.)$$

Степен искоришћења навојног споја може се израчунати коришћењем обрасца 3.5..

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \frac{d_\mu}{d_2} \cdot \mu} \quad (3.5.)$$

где су:

φ – угао нагиба (успона) навоја,

ρ_n – угао трења,

d_μ – средњи пречник на ком дејствује сила трења у аксијалном ослонцу mm,

d_2 – средњи пречник навоја mm,

μ – коефицијент трења у навојном пару.

Угао трења може се израчунати коришћењем обрасца 3.6., док се средњи пречник на ком дејствује сила трења у аксијалном ослонцу може израчунати коришћењем обрасца 3.7..

$$\rho_n = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\frac{\cos d_2}{2}} \quad (3.6.)$$

Величине у обрасцу 3.6. претходно су објашњене.

$$d_\mu = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_s^3 - d_u^3}{d_s^2 - d_u^2} \quad (3.7.)$$

где су:

d_s – спољашњи пречник додирне површине mm,

d_u – унутрашњи пречник додирне површине mm.

Ако је у ослоњу уграђен котрљајни лежај, момент трења у ослоњу једнак је нули. У овом случају степен искоришћења је већи и израчунава се коришћењем обрасца 4.7..

$$\eta = \frac{tg\varphi}{tg(\varphi + \rho_n)} \quad (3.8.)$$

Величине у обрасцу 3.8. претходно су објашњене.

Самокочиви навоји имају мањи степен искоришћења. Његова вредност при повећању угла нагиба навоја нагло расте, а затим је пораст мањи и при углу $\varphi \approx 45^\circ$ достиже максимум [1].

Степени искоришћења се повећавају се применом котрљајних навојних парова. Сила трења код ових навојних парова приближна једнака нули па се може занемарити. Може се рећи да је у овом случају угао трења једнак нули, тако да степен искоришћења тежи јединици.

3.3. Прорачун покретних навојних спојева

Између навртке и аксијалног ослоња навојно вретено је изложено затезном или притисном оптерећењу у зависности од смера деловања силе F . Такође ова сила дејствује у навојном пару и ослоњцима. Да би се остварило обртно кретање потребан је обртни момент који треба да савлада момент отпора у навојном пару T_n и момент отпора у аксијалном лежишту T_μ .

Момент отпора у навојном пару може се израчунати коришћењем обрасца 3.9..

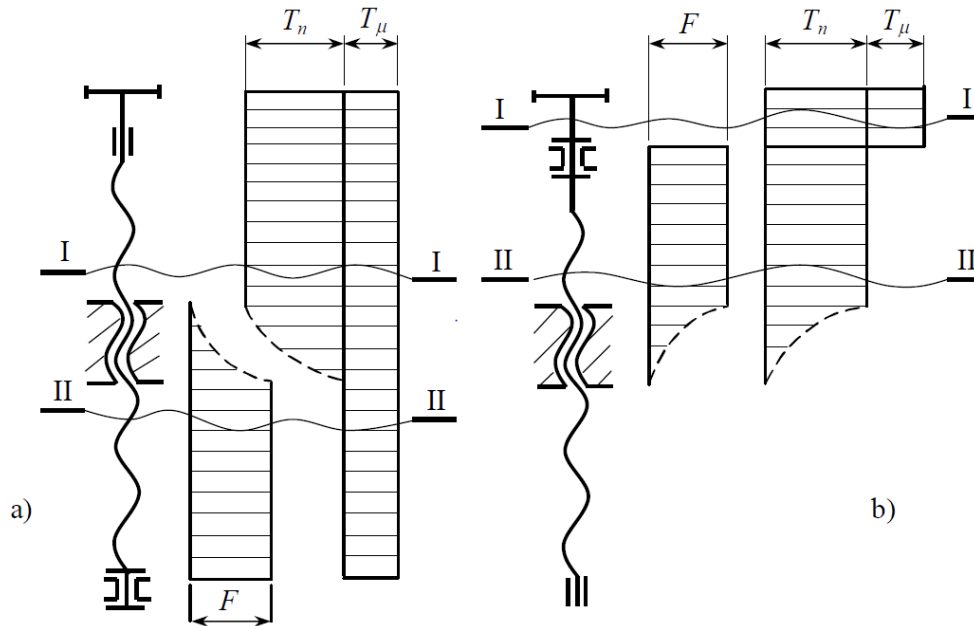
$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\varphi + \rho_n), \quad (3.9.)$$

Величине у обрасцу 3.9. претходно су објашњене.

Момент отпора у аксијалном лежишту може се израчунати коришћењем обрасца 3.10..

$$T_\mu = F \cdot \frac{d_\mu}{2} \cdot \mu_0. \quad (3.10.)$$

У аксијалном лежишту постоји могућност уградње котрљајних или клизних лежаја. Отпори трења су занемарљиви код конструкција са котрљајним лежајем.



Слика 3.3. Расподела оптерећења дуж навојног вретена

Радни напони у навојном врету изазивају спољашња оптерећења, као што је приказано на слици 3.3.. Пресек $I - I$ изложен је само увијању услед деловања момента увијања T_t , па се напон на увијање може израчунати коришћењем обрасца 3.11..

$$\tau = \frac{T_t}{W_p}, \quad (3.11.)$$

где су:

T_t – напон на увијање Nm,

$W_p = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$ отпорни момент језгра mm³.

Одговарајући степен сигурности може се израчунати коришћењем обрасца 3.12..

$$S = \frac{[\tau]}{\tau} > S_{\min} \quad (3.12.)$$

где су:

S – степен сигурности,

$[\tau]$ – критични напон на увијање у језгру завојнице МПа,

τ – радни напон на увијање у језгру завојнице МПа,

$S_{\min}$ – минимални степен сигурности 1.25 – 1.25.

Пресек $II - II$ изложен је дејству аксијалне силе и момента увијања $T_t = T_n$ одговарајући радни напони представљени су изобрасцима 3.13. и 3.14..

$$\sigma = \frac{F}{A_3} \quad (3.13.)$$

$$\tau = \frac{T_t}{W_p} \quad (3.14.)$$

Све величине у обрасцима 3.13. и 3.14. осим величине A_3 (представљена обрасцем 3.15.) претходно су објашњене.

$$A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (3.15.)$$

где су:

A_3 – површина попречног пресека језгра mm^2 ,

d_3 - пречник језгра mm .

Пошто у пресеку $II - II$ (слика 3.3.) влада сложено напрезање, потребно је прво одредити појединачне степене сигурности (, а затим и укупни степен сигурности.

$$S_\sigma = \frac{[\sigma]}{\sigma}; \quad (3.16.)$$

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} \quad (3.17.)$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (3.18.)$$

где су:

S_σ – степен сигурности за нормалне напоне,

$[\sigma]$ – критичан нормални напон МПа,

σ – нормални напон МПа,

S_τ – степен сигурности за тангенционалне напоне,

S – укупан степен сигурности.

Критични напони $[\sigma]$ и $[\tau]$, који се јављају у изразима за степен сигурности и једнаки су границама течења или динамичкој издржљивости у зависности од карактера радног оптерећења и радних напона.

Навртка навојног споја изложена је сложенем напрезању у току рада, као што је приказано на слици 3.4.. Под дејством силе F навојци су изложени површинском притиску, савијању и смицању. Услед клизања и површинског притиска навојци навртке се хабају тј. скида се слој материјала означен са Δh као што је приказано на слици 3.4.. Навртке од бронзе, најчешће каљене, показале су се као једне од бољих, због својих клизних својстава. Величина дозвољеног притиска p_{doz} , зависи од величине похабаности, тј. од брзине клизања, времена рада и потребне тачности.

Површински притисак у најоптерећенијем навојку израчунава се:

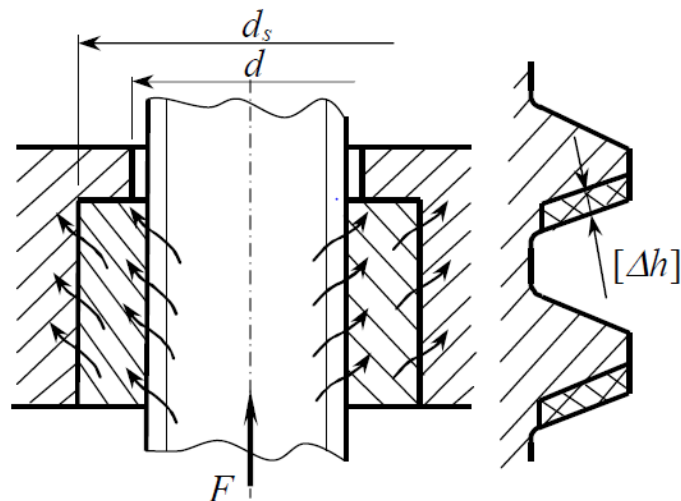
$$p = \frac{\Delta F_1}{d_2 \cdot \pi \cdot H} = \frac{F}{z \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \cdot \xi_r < p_{doz}, \quad (3.19.)$$

где су:

$z = 7 \dots 9$ - број навојака навртке,

H_1 - дубина ношења навоја,

ξ_r - фактор расподеле оптерећења на навојном пару.



Слика 3.4. Пример оптерећења навртке покретног навојног споја

Степен сигурности против појаве похабаности:

$$S_p = \frac{p_N}{p} > 1, \quad (3.20.)$$

где је:

S_p – степен сигурности против појаве похабаности,

p_N – временско ограничење издрживости материјала навртке на повишени притисак,

p – површински притисак у најоптерећенијем навојку МРа.

Временска издрживост p_N материјала тешко се одређује, па се тако обично врши провера притиска у односу на дозвољени.

Смањени отпор кретања, висока тачност спољних елемената и довољна носивост постиже се употребом котрљајне навртке и вретена. Навојци су замењени завојним жљебом по којима се котрљају куглице. Осим навртки са куглицама развијене су навртке са навојним куглицама.

4. Фрикциони преносници

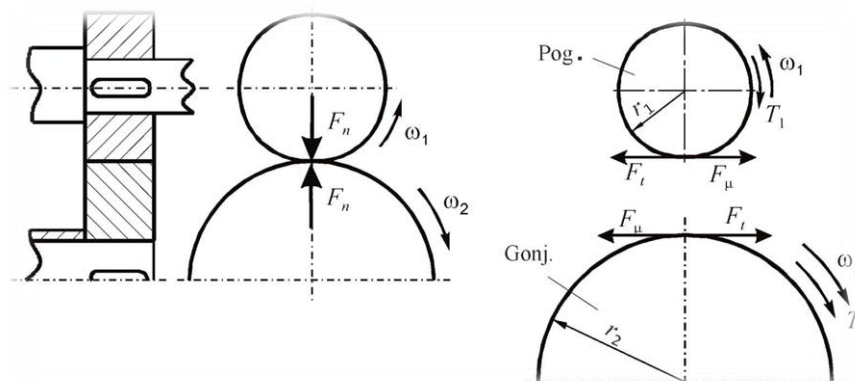
4.1. Основне карактеристике и подела фрикционих преносника

Представља један од једноставних типова механичких преносника снаге. Обртни момент и кретање остварује се непосредним додиром, трењем контактних површина погоског и гоњеног елемента.

Предности фрикционих преносника су: једноставна израда, мало међусобно растојање, константан преносни однос, ниски трошкови одржавања, лака монтажа и демонтажа, тих и бешуман рад, лако и брзо укључивање и искључивање, амортизација свих удара и преоптерећења проклизавањем, као и промена смера обртања и угаоне брзине гоњеног вратила.

Недостаци фрикционих преносника су: неравномерно трошење фрикционих преносника, повећање температуре и површине хабања, потребан уређај за остваривање силе притиска на додирним површинама, велико оптерећење лежаја и вратила преносника, пузање на додирним површинама и др.

Једноставни фрикциони преносник (приказан на слици 4.1.) састоји се од два точка која су у међусобно притиснута силом F_n . Погонски точак врши обртно кретање услед деловања силе трења F_μ где долази до преноса обртног момента. Обртни момент преноси се силом трења F_t на гоњени точак. При томе се врши трансформација обртног момента, сразмерно преносном односу $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$.



Слика 4.1. Принципи рада фрикционих преносника

Радно оптерећење може се изразити преко обимне силе F_t на точку, обрасцем 4.1..

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, F_{t1} = F_{t2} \quad (4.1.)$$

Да не би дошло до проклизавања, чиме би се обезбедио константан преносни однос, сила трења на фрикционим точковима треба да буде већа од обимне силе као што је приказано у изразу 4.2..

$$F_\mu > F_t; \mu \cdot F_n > F_t \quad (4.2.)$$

Коефицијент трења зависи од врсте материјала (тврдоћа, чврстоћа) и стања контактних површина (квалитета обраде). Потребна нормална сила F_n на додирним површинама, за пренос обимне силе F_t , може се изразити путем обрасца 4.2..

$$F_n = S_\mu \cdot \frac{F_t}{\mu} \quad (4.3.)$$

где је:

S_μ -степен сигурности против клизања, његове вредности крећу се у границама

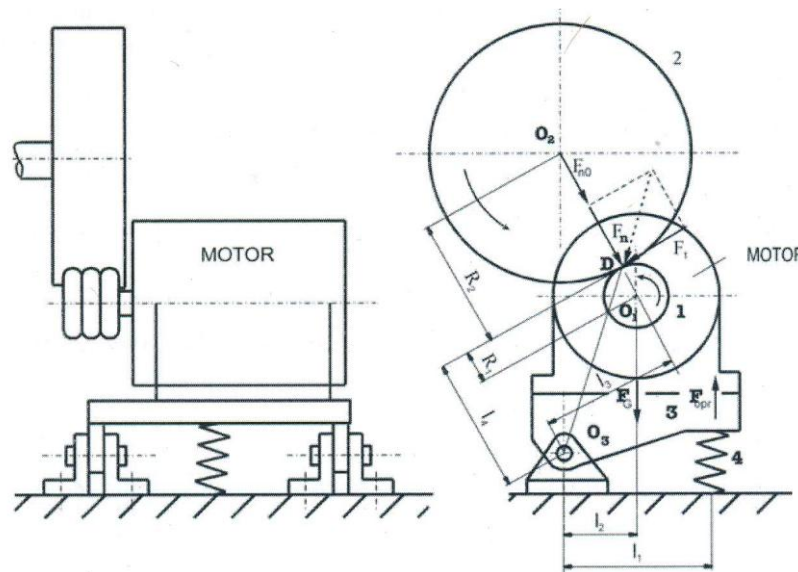
$S_\mu = 1,5 \dots 2$ без клизања и за мало клизање, $S_\mu = 2 \dots 3$ за велико клизање.

4.2. Остваривање сила на додирним површинама

За остваривање потребног преноса снаге са погонског точка на гоњени, путем трења, потребна је релативно велика сила притиска што представља један недостатак ових преносника. При деловању нормалне силе долази до клизања, деформисања контактних површина, оптерћења вратила и лежаја преносника и сл. За остваривање силе притиска (нормалне силе) у пракси се користе два начина:

- Механизми који обезбеђују сталну вредност силе F_n одређену према максималном радном оптерћењу;
- Механизам који омогућује да сила F_n буде променљива у току рада, где се вредности сила саме подешавају.

Новије конструкције омогућавају да се сила притиска точкова саморегулише односно самоприлагођава. Један од таквих уређаја приказан је на слици 4.2., где се аутоматска регулација прилагођава реактивном моменту статора електромотора.



Слика 4.2. Пример механизма са саморегулациом контактнoг притиска

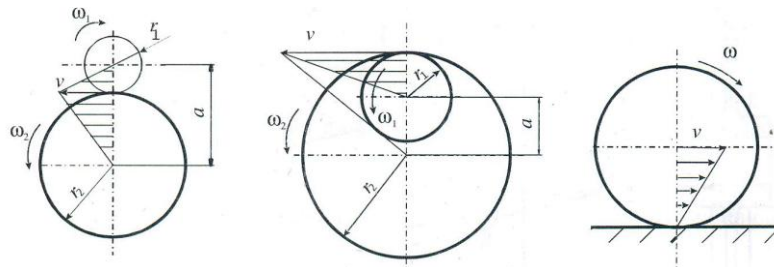
4.3. Фрикциони преносници са константним преносним односом

Фрикциони преносници са константним преносним односом служе за пренос мањих снага при мањим растојањем вратила.

Цилиндрични фрикциони преносници

Цилиндрични фрикциони преносници користе се за пренос снаге, код кога су осе вратила паралелне. Могу бити са равним и ожљебљеним контактним површинама. Цилиндрични фрикциони парови са равним додирним површинама могу се израђивати као спољашњи, унутрашњи и равни фрикциони парови.

Точкови код фрикционих преносника су у сталном контакту, а контакт се остварује по заједничкој изводници кинематског цилиндра. Тиме се скоро избегава појава кинематског клизања. Код спољашњих и унутрашњих парова, при датом основном растојању a и под претпоставком да нема кинематског клизања, обимне брзине у кинематском полу су међусобно једнаке $v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2$. На слици 4.3. представљени су одговарајући дијаграми брзина [1].



Слика 4.3. Цилиндрични фрикциони парови са равним додирним површинама

Сила притиска на контактним површинама (образак 4.4.) истовремено је и радијална сила која оптерећује вратила.

$$F_n = F_r = S_\mu \cdot \frac{F_t}{\mu} \quad (4.4.)$$

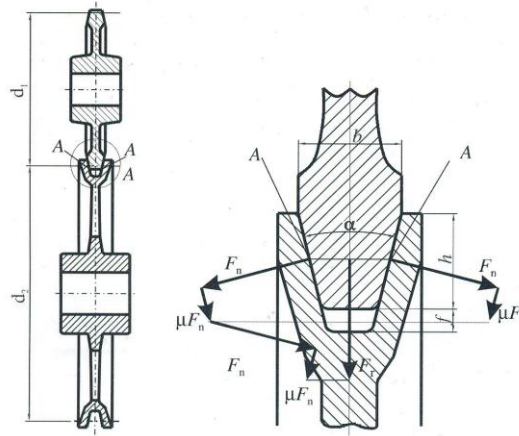
Резултујућа сила вратила израчунава се коришћењем обрасца 4.5..

$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \quad (4.5.)$$

Одступање од паралелности оса точкова треба да буде што мање због што правилније расподеле оптерећења. Широки точкови нису погодни јер се тада тешко постиже правилно налагање.

Код цилиндричног пара са ожљебљеним додирним површинама, жљебови имају трпезни пресек са углом између страна $\alpha = 30^\circ \dots 40^\circ$.

Фрикционим преносником са ожљебљеним точковима (слика 4.4.) постиже се већа сила трења и већа нормална оптерећења, па се могу пренети веће обимне силе. Обрнуто, пренос исте обимне силе, као у случају равних додирних површина, може се остварити са мањом силом трења и мањом силом притиска.



Слика 4.4. Ожлебљени фрикциони точак

Радијална сила притиска код ожлебљених преносника израчунава се коришћењем обрасца 4.6. (вредности у обрасцу су претходно објашњене).

$$F_r = S_\mu \cdot F_t \cdot \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\mu} \quad (4.6.)$$

Мане фрикционих преносника са ожлебљеним додирним површинама огледају се у изразитом кинематском клизању. Да би се клизање ублажило потребно је да активна дубина жљеба буде од 5 до 10 mm. Усваја се број жљебова од 3 до 5, изузетно 6. Већи број жљебова отежава правилно налагање на својим странама. Погодни су за рад са дуготрајним прекидима, као код дизалица, фрикционих преса и сличних машина.

Конични фрикциони преносници

Конични фрикциони преносници примењују се када се осе вратила точкова секу под углом. У општем случају угао између оса је $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$, где су δ_1 и δ_2 углови конусног фрикционог точка.

Да би се пренос снаге вршио без клизања, потребно је да се врхови кинематских конуса точкова секу у једној тачки. Услед деловања нормалне силе F_n на фрикциони пар долази до померања врхова конуса, што доводи до проклизавања крајева додирних површина.

Код коничних фрикционих преносника вратила су оптерећена на радијалну, аксијалну и обимну силу као и на момент савијања који потиче од аксијалних сила. Резултујуће радијално оптерећење вратила може се израчунати коришћењем образаца 4.7. и 4.8. (вредности у обрасцима су претходно објашњене).

$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}; F_{R1} = F_t \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\cos(\delta_1)}{\mu} \cdot S_\mu\right)^2} \quad (4.7.)$$

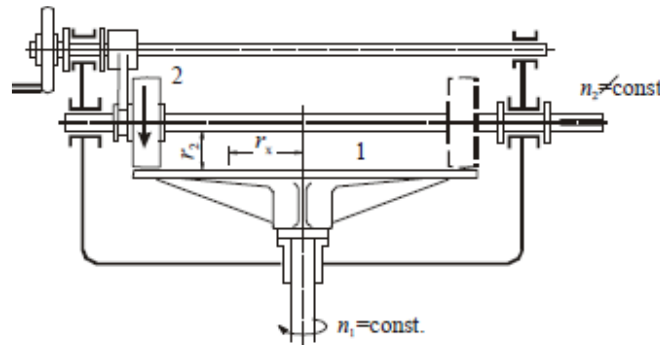
$$F_{R2} = F_t \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\cos(\delta_2)}{\mu} \cdot S_\mu\right)^2} \quad (4.8.)$$

Нормалана сила код коничних точкова остварује се аксијалним примицањем једног точка уз други. Аксијалне силе имају мању вредност при мањим угловима δ_1 и δ_2 . Под дејством спољашњег оптерећења јављају се сложена напрезања и то: савијање, увијање и затезање или притисак са извијањем.

4.4. Фрикциони пренос са променом преносног односа и смера обртања

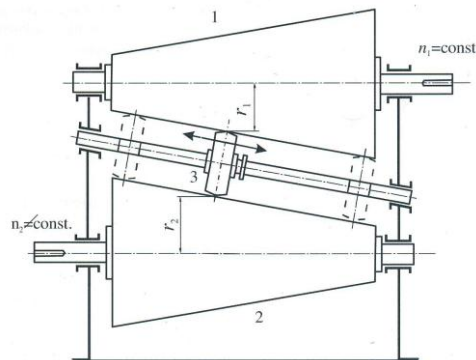
Овакви типови фрикционог преносника који омогућавају континуалну промену преносног односа, називају се варијатори.

На слици 4.5. приказан је варијатор са тањирастим точком (1) који је у спреси са цилиндричним точком (2). Цилиндрични точак има могућност манипулације дуж вратила. Уколико је ближи оси тањирастог точка вратила, његова брзина је мања и обрнуто, сразмерно преносном односу $u = \frac{r_2}{r_x}$ [1].



Слика 4.5. Пример варијатора са цилиндричним точковима

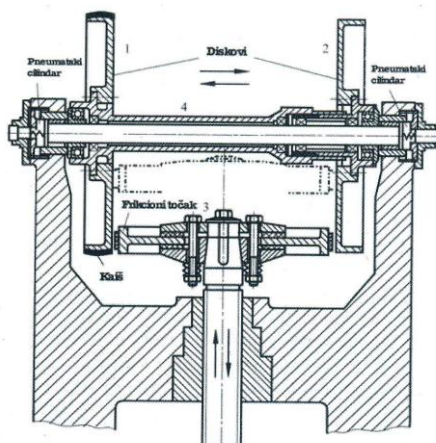
Други тип варијатора приказан је на слици 4.6., састоји се од два дужа конична точка 1 и 2 и посредног покретног точка 3. Померањем точка 3 дуж осе вратила врши се континуална промена преносног односа од минимума до максимума. У зависности од положаја точка 3 преносник ради као редуктор или мултипликатор [1].



Слика 4.6. Пример варијатора са коничним точковима

Постоји низ различитих типова варијатора који раде на сличном принципу. Њихов рад приказан је у ова два претходно поменута примера.

Код фрикционих преса примењује се фрикциони преносник са променом смера, као што је приказано на слици 4.7.. Овакав преносник састоји се од дискова 1 и 2 и фрикционог точка 3. Дискови 1 и 2 постављени су на заједничкој осовини 4 која се аксијално помера дуж шупљег вратила. Фрикциони точак постављен је на навојно вретено. При аксијалном померању вратила у десну страну долази до контакта диска 1 и фрикционог точка 3 и обрнуто, при померању главчине у леву страну долази до контакта диска 2 и фрикционог точка 3. Тиме се остварује радни и повратни ход.



Слика 4.7. Пример фриксионог преносника са променом смера обртаја

4.5. Прорачун фриксионих преносника

При раду фриксионих преносника, на додирним површинама точкова долази до еластичних деформација и контактних напрезања. Радни напони на контактним површинама су мањи од дозвољених. У супротном случају дошло би до појаве оштећења точка. Век трајања условљен је кинематским и еластичним клизањем. Такође услед трења развија се велика количина топлоте, што може довести до топлотне нестабилности. Због свих ових утицаја при прорачуну треба проверити: контакана оптерћења, хабање и заглављивање.

Прорачун контактних напона

Радни напон на контактним површинама се одређује полазећи од познатих теорија о контактним напонима. Најчешће се користе *Hertz*-ова, *Stribeck*-ова формула и друге.

Hertz-ов површински притисак при линијском додиру, односно при додиру два цилиндра на дужини b , узимајући у обзир врсту радне и погонске машине може се израчунати коришћењем обрасца 4.9..

$$p = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_n \cdot E}{\rho_{el} \cdot b}} \leq p_{doz}, \quad (4.9.)$$

где су:

K_A – фактор радних услова и зависи од погоске и радне машине (табела 2.8.1.),

F_n – нормална сила на додиру фриксионог точка,

p_{doz} – дозвољени површински притисак,

E – еквивалентни модул еластичности за материјале који су у контакту (вредности се могу узети из табеле 3.6.1),

ρ_{el} – еквивалентни полупречник кривине при линијском додиру радних површина фриксионих точкова.

За одређивање величине E и ρ_{el} користе се обрасци :

$$E = 2 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (4.10.)$$

$$\rho_{el} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (4.11.)$$

где c_y :

E_1 и E_2 - модули еластичности материјала фрикционих точкова 1 и 2 ,

ρ_1 и ρ_2 полупречници кривина точкова, код цилиндричних фриксионих точкова

$$\rho_1 = r_1 \text{ и } \rho_2 = r_2 \text{ код коничних фриксионих преносника } \rho_1 = \frac{r_{m1}}{\cos \delta_1} \text{ и } \rho_2 = \frac{r_{m2}}{\cos \delta_2},$$

ако је један точак облику ваљка а други кружне плоче, онда је $\delta_2 = 180^\circ$, $\delta_1 = 0$ па је $\rho_1 = r_1$ и $\rho_2 = 0$, mm.

Hertz-ов површински притисак при додиру у тачки

Овај начин остваривања додира знатно је сложенији јер полупречници кривине могу да се посматрају у равни која пролази кроз нормалу у тренутној тачки додира (I случај) или у равни која пролази кроз осу обртања фрикционих тачкова (II случај – претходно описани изрази 4.9., 4.10., 4.11.).

У првом случају за еквивалентни радијус кривине користе се израз 4.12. који важи за коничне фрикционе тачкове.

$$\rho_{ell} = \frac{\rho_3 \cdot \rho_4}{\rho_3 + \rho_4} \quad (4.12.)$$

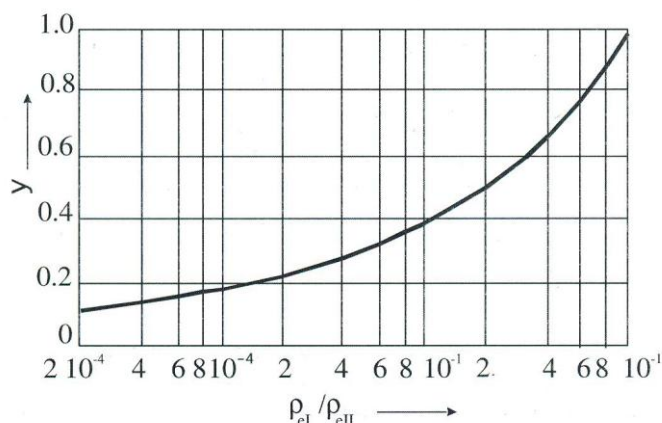
где је:

$$\rho_3 = r_1 \text{ И } \rho_3 = r_4, \text{ мм.}$$

Максимални контактни напони јављају се на површинама додира елипсастог облика са полуосама a и b , и одређују се према:

$$p = 0,388 \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_n \cdot E}{\left(\frac{\rho_{el}}{y}\right)}} \leq p_{doz} \quad (4.13.)$$

Фактор кривине у одређује се из дијаграма на слици 4.8., а еквивалентни радијуси кривина према већ задатим једначинама. Вредности на дијаграму важе за $\rho_{el}/\rho_{el} < 1$, ако је $\rho_{el}/\rho_{el} > 1$ за одређивање величине у користи се однос ρ_{el}/ρ_{el} , а у изразу у имениоцу поткореном величине треба уместо ρ_{el}/y узети ρ_{el}/y .



Слика 4.8. *Фактор криве зависно од односа ρ_{eI}/ρ_{eII}*

Stribeck-ов израз за површински притисак при линијском додиру

Овај образац се користи у случају да су точкови израђени од материјала мале тврдоће (меки материјали код којих је скоро немогуће одредити модул еластичности).

$$k = \frac{K_A \cdot F_n}{2 \cdot \rho_{el} \cdot b} < k_{doz} \quad (4.14.)$$

где су:

k_{doz} – дозвољени Stribeck-ов површински притисак усваја се из табеле 3.6.1. [1]

Додир фрикционих точкова са гуменом облогом

Код ових фрикционих точкова проучава се дозвољена нормална сила, која се израчунава коришћењем обрасца 4.15..

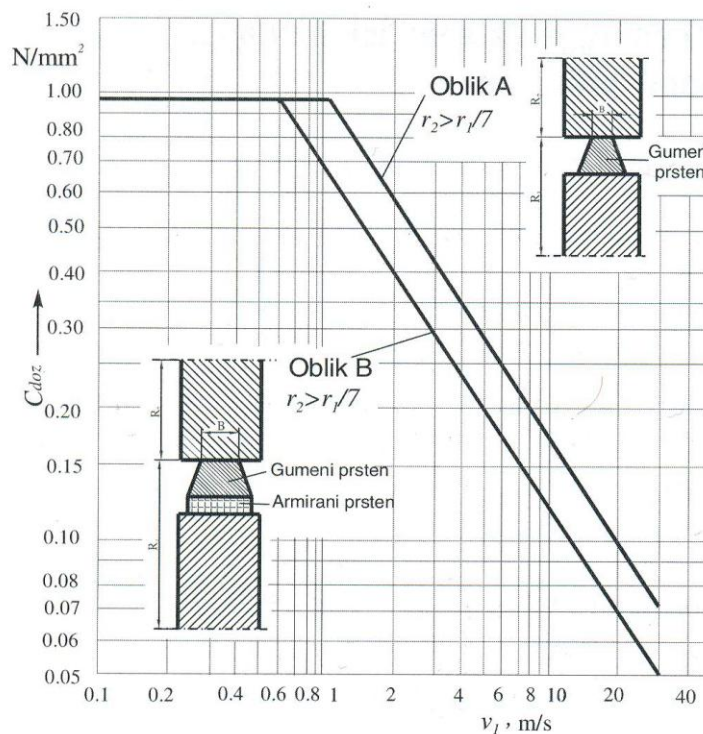
$$F_{ndo\dot{z}} = r_1 \cdot b \cdot C_{doz}, \quad (4.15.)$$

где су:

$F_{ndo\dot{z}}$ – дозвољена једначина нормалних сила код ових точкова (усваја се према ДИН-у са слике) N,

r_1 – полупречник точка mm,

b – ширина точка.



Слика 4.9. Дозвољена једначина нормалне силе

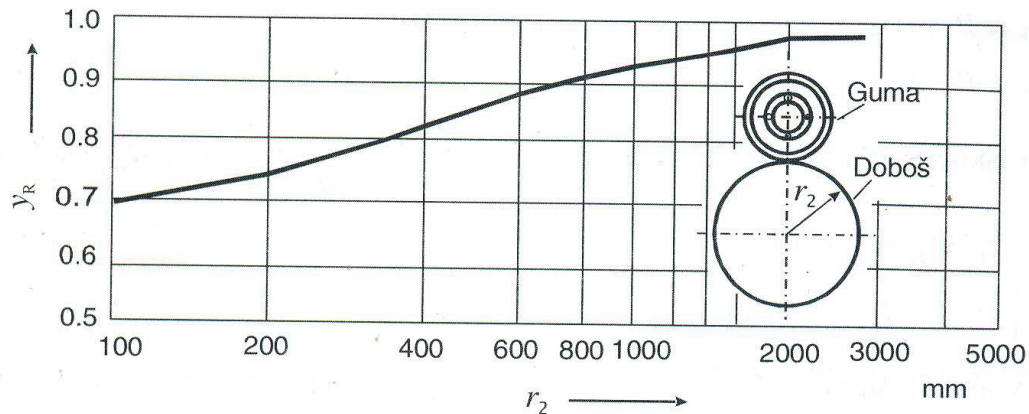
Додир аутомобилске гуме и равне подлоге

Дозвољена нормална сила израчунава се коришћењем обрасца 4.16..

$$F_{ndo\dot{z}} = F_{ndo\dot{z}R} \cdot y_R \quad (4.16.)$$

Сила $F_{ndo\dot{z}R}$ представља вредност дозвољене силе за случај котрљања гуме по равној подлози. Вредности се бирају из табела 3.6.1. [1]. Величина y_R је фактор кривине којим се коригује вредност $F_{ndo\dot{z}R}$ за случај спреге гуме са фрикционим точком или

добошом од сивог лива или од челика. Вредности фактора се добијају из дијаграма са слике 4.10. у зависности од пречника r_2 фриксионог точка или добоша.



Слика 4.10. Фактор криве y_R у зависности од полупречника добоша

4.6. Губици енергије и стерпен искоришћења фриксионих преносника

Енергетски губици код фриксионих преносника настају због савлађивања отпора у току рада. Укупни губитак снаге је може се израчунати коришћењем израза 4.17..

$$P_G = P_{GF} + P_{GL} + P_{GO}, \quad (4.17.)$$

где су:

P_{GF} – губитак снаге услед трења и проклизавања на месту додира фриксионих точкова,

P_{GL} – губитак снаге у лежајима преносника и P_{GO} губици снаге при празном ходу,

P_{GO} – губици снаге при празном ходу, имају ниску вредност па се при прорачуну занемарују, ови губици настају услед савлађивања отпора ваздуха, отпор уља (ако је преносник потопљен у уљу) и др. Одређивање ове вредности врши се експериментално.

На губитке снаге фриксионог пара P_{GF} (образац 4.18.) утичу губици снаге услед еластично клизање P_{GE} (образац 4.19.) и губици снаге услед кинематичког клизања P_{Gw} (образац 4.20.), односно услед отпора котрљања.

$$P_{GF} = P_{GE} + P_{Gw} \quad (4.18.)$$

$$P_{GE} = F_\mu \cdot v_k = v_1 \cdot \mu \cdot F_n \cdot \varepsilon \quad (4.19.)$$

$$P_{Gw} = \frac{v_1 \cdot F_n \cdot f}{r} \quad (4.20.)$$

где су:

F_n – нормалана сила, μ коефицијент трења (табела 3.6.1.),

v_1 – обимна брзина мањег точка,

r – полупречник фриксионог точка ($r = r_1$ код цилиндричних фриксионих точкова и

$r = \frac{r_m}{\cos \delta_1}$ код коничних),

f – крак трења котрљања.

Губици снаге у лежајевима P_{GL} су:

$$P_{GL} = P_1 \cdot (0,005 \dots 0,01) \text{ за 4 котрљајна лежаја у преноснику,}$$

$$P_{GL} = P_1 \cdot (0,02 \dots 0,03) \text{ за 4 котрљајна лежаја у преноснику.}$$

Степен искоришћења фрикционих преносника може се израчунати коришћењем обрасца 4.21. и у суштини представља количник снаге на излазном вратилу и улазном вратилу.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_G}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} \quad (4.21.)$$

На губитке углавном има највећи утицај пузање и клизање фрикционих точкова и трење у лежиштима и износи од 5% до 25%.

4.7. Трошење и радни век фрикционих преносника

Контактне површине фрикционих точкова хабају се током рада услед силе трења и проклизавања. Да би се утврдило трошење фрикционих точкова, полази се од претпоставке да је за трошење (хабање) по јединици запремине потребно обавити неки рад. Тај рад зависи од материјала и подмазивања, а може се представити обрасцем 4.22..

$$\Delta V_h \cdot W_\mu = P_{GF} \cdot L_h = \Delta h \cdot A \cdot W_\mu \quad (4.22.)$$

Из ове једначине може се израчунати време трошења (хабања) одређене дебљине Δh , односно радни век фрикционог пара. Одавде следи зависност радног века фрикционог пара од губитка снаге и критичне дебљине похабаности Δh . Тако се добија радни век у секундама који се може израчунати коришћењем обрасца 4.23..

$$L_h = \frac{\Delta V_h \cdot W_\mu}{P_{GF}} = \frac{\Delta h \cdot A \cdot W_\mu}{P_{GF}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot W_\mu \cdot \Delta h}{P_{GF}}, \quad (4.23.)$$

где су:

ΔV_h – запремина хабајућег слоја mm^3 ,

$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b$ – додирна површина фрикционог точка mm^2 ,

r – средњи радијус хабања mm ,

b – меродавна ширина хабања mm ,

Δh – критична ширина похабаног слоја ($\Delta h = (0,65 \dots 0,75) \cdot \delta$, за фрикционе точкове обложене гумом и пластиком при дебљини облоге δ , односно $\Delta h = 0,5 \text{ mm}$ за фрикционе точкове без облоге) mm ,

P_{GF} – губици снаге настали услед деформисања, еластичноги кинемаричког клизања,

W_μ – специфичан рад хабања површинског слоја $\frac{\text{Nmm}}{\text{mm}^3}$ (табела 3.6.1.) [1].

Радни век у часовима може се одредити према обрасцу 4.24..

$$L_h = \frac{\Delta V_h \cdot W_\mu}{P_{GF} \cdot f_h} = \frac{\Delta h \cdot A \cdot W_\mu}{P_{GF} \cdot f_h} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot W_\mu \cdot \Delta h}{P_{GF} \cdot f_h}, \quad (4.24.)$$

где је:

f_h фактор хабања који износи $f_h = 400 \text{ mm/kWh}$ за додир пресованог материјала и сивог лива, $f_h = 20 \text{ mm/kWh}$ за додир гуме и челика.

Век трајања може се бирати у границама $L_h = 100$ до 100000 часова, а у зависности од примене, учесталости и одржавања преносника.

При прорачуну се узима површина мањег фрикционог точка, $A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b = \pi \cdot d \cdot b$, која пружа мањи отпор при трошењу (хабању). У случају истих материјала точка узима се мања вредност.

4.8. Материјали за израду фрикционих точкова

Карактеристике фрикционих точкова, пре свега носивост и радни век, умногоме зависе од материјала од којих је тај фрикциони точак израђен. Особине које мора да поседује материјал за фрикционе точкове су:

- Велики модул еластичности како би спречио деформације на месту контакта точкова (смањењем деформација смњује се еластично клизање и губици енергије);
- Велики коефицијент трења како би се остварила већа сила трења и пренела што већа обимна сила;
- Велика отпорност на контактни притисак и хабање како би преносник имао што дужи радни век.

Постоји велики број комбинација материјала, најчешћу примену су нашле следеће:

- *Каљени челик / каљени челик* (оба точка су од каљеног челика). Висок модул еластичности, велика издржљивост при контактним напонима, али ниски и коефицијент трења су одлике каљеног челика. Због ниског коефицијента трења потребна је велика сила, што доводи до оптерћења лежаја. Примена овакве комбинације користи се за преноснике континуалне промене броја обртаја
- *Сиви лив / сиви лив* карактерише мањи модул еластичности и мању отпорност на контактне напоне, али већи коефицијент трења. Користе се код елемената који имају велике димензије и сложен облик. Налазе ретку примену. Најчешће се сиви лив комбинује са гумом или **пластичном масом**.

Постављањем гумених облога по челику/сивом ливу добија се већи коефицијент трења. Оваква комбинација материјала има ниску вредност модула еластичности, малу издржљивост на додирни притисак па се могу пренети око десет пута мање обимне силе него са точковима истих димензија израђених од челика. Предности гумене облоге су: пригушење ударних оптерћења и вибрација, бешуман рад и сл. Негативна својства облога су: низак степен искоришћења, мањи радни век и велика топлота.

Поред гумених облога постоје и разни други типови облога као што су: пластика, дрво, кожа, пресован папир и др. Користе се код преносника са константним преносним односом и код неких преносника са могућношћу континуалне промене броја обртаја.

4.9. Претходни прорачун фрикционих точкова

Пречник точка код цилиндричног фрикционог преносника може се израчунати коришћењем обрасца 4.25..

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{0,7 \cdot K_A \cdot S_\mu \cdot T_1 \cdot E \cdot (u + 1)}{p_{doz}^2 \cdot \Psi \cdot \mu \cdot u}} \quad (4.25.)$$

где су:

K_A – фактор радних услова (табела 2.8.1., [1]),

S_μ – степен сигурности против клизања,

Ψ – однос ширине и пречника ($\Psi = \frac{b_1}{d_1} = 0,2 \dots 0,8$),

p_{doz} дозвољени површински притисак (табела 3.6.1., [1]),

μ коефицијент трења (табела 3.6.1., [1]),

u – кинематички преносни однос,

E – еквивалентни модул еластичности (табела 3.6.1., [1]), T_1 обртни момент на малом фрикционом точку.

Конични фриксиони точкови

Прорачуната вредност пречника се прилагођава стандардној вредности или се усваја најближи цео број. Коришћењем израза за преносни однос добија се образац (образац 4.26.) за пречник великог фриксионог точка.

$$d_1 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi_r) \quad (4.26.)$$

Пречник средњег кинематског круга малог точка, у случају линијског додира, одређује се према обрасцу 4.27..

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{0,7 \cdot K_A \cdot S_\mu \cdot T_1 \cdot E \cdot (u^2 + 1)^{1/2}}{p_{doz}^2 \cdot \Psi \cdot \mu \cdot u}}, \quad (4.27.)$$

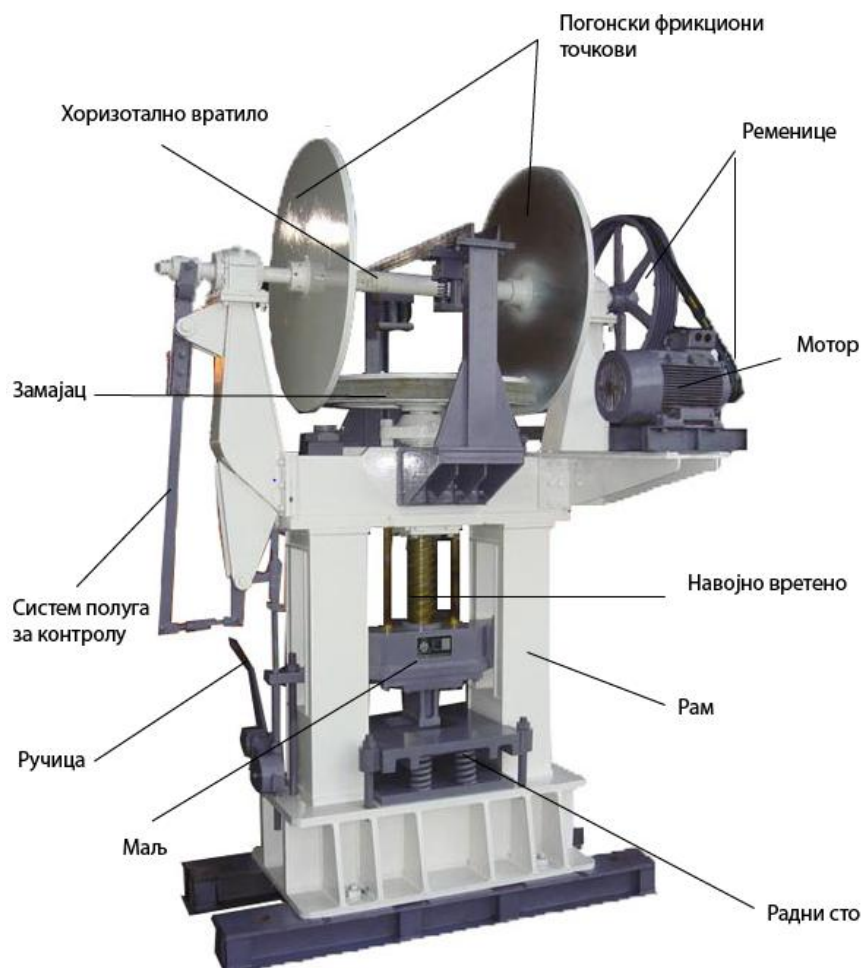
где је:

Ψ – однос ширине и пречника ($\Psi = \frac{b_1}{d_1} = 0,2 \dots 0,3$).

5. Фрикционе пресе

5.1. Основни елементи и карактеристике фрикционе пресе

На слици 5.2. приказан је један од најчешћих типова фрикционе пресе. Електромотор преноси своје кретање путем ременица (каишних преносника) на хоризотално вретено, на коме се налазе два погоска фрикциона точка. Кретање погонског точка на замајац преноси се помоћу силе трења тј. отпором против клизања, због чега је замајац обложен кожом. Замајац је у вези са вишеходним завојним вретеном, које се креће у одговарајућој навртки. На хоризоталном носачу оквира машине учвршћена је навртка. За доњи део пресе причвршћен је притискивач пресе, и то тако што се при окретању вретена притискивач креће вертикално без окретања. Ход притискивача може се ограничити граничницима, који се према потреби могу подешавати. У тренутку када доњи испуст удари у доњи граничник он ће повући полугу тако да ће се кретање пренети преко система полуга на хоризотално вратило. Вратило ће се тада померити на супротну страну и приљубити погоски точак „на супротној страни“ (на супротној страни вратила) и замајац. Услед овог кретања, смер окретања замајца се мења и притискивач се диже, док не удари у горњи граничник, чиме се опет мења смер итд. Овакав начин контроле врши се при аутоматском раду. Мануелна контрола радног и повратног хода обавља се помоћу ручице. Окретањем замајца повећава се или смањује растојање од осе хоризоталног вратила, јер долази до сталне промене пречника контактних кругова. При повећању растојања повећава се брзина погонског фрикционог точка, те се самим тим повећава брзина замајца, која достиже највећу брзину у тренутку контакта маља и материјала. При дизању маља брзина се смањује.



Слика 5.2. Саставни делови фрикционе пресе

У зависности од тога да ли су фрикционе пресе намењене деформацији у хладном или у топлом стању, разликују се основне карактеристике тих машина. Деформација у хладном стању врши се при релативно малом ходу сабијања, а при великој деформационој сили, па се код преса за хладно деформисање већи део расположиве кинетичке губи на рад трења и на рад за еластично деформисање елемената пресе, услед чега је максимална дозвољена сила код ових преса већа, а расположив рад мањи. Код фрикционих преса за деформисање у топлом стању расположива кинетичка енергија је у општем случају већа, док је рад који се троши на еластично деформисање елемената као и на губитке услед трења мањи, па је максимална дозвољена сила мања.

Величине преса варирају у зависности од силе коју могу да произведу. Често се захтевају огромне силе које могу да изврше пластичне деформације или деформације значајних количина метала.

Фрикционе пресе имају велике брзине ковања (ударца). Брзина удара је бржа у односу на хидрауличне пресе, али и спорија него код ударца једног ковачког чекића, и изазивају мање вибрације. Једна од главних одлика фрикционих преса је у томе што се могу преоптеретити без оштећења. За разлику од ковачких чекића, код фрикционих преса енергија удара се може контролисати у широком енергетском опсегу. Откивци могу бити произведени са знатно мање удараца него код чекића. Велике брзине удараца су погодне код прецизног ковања, јер је потребно ограничити време преноса топлоте до матрице и самим тим продужити век трајања алата. Брже извршавање операције такође повећава и продуктивност. Потребно је напоменути и да се фрикционе пресе лако одржавају захваљујући њиховом релативно једноставном дизајну.

Због својих особина и једноставне конструкције овај тип преса нашао је значајну примену у ковачким радионицама јер су погодне како за топло ковање тако и за хладно ковање.

Фрикционе пресе се примењују за израду јако великог броја компоненти у разним гранама индустрије. Производи који се најчешће израђују на фрикционим пресама приказани су на слици 5.3..

- У авио индустрији: лопатице турбина, специјални затварачи;
- У ауто индустрији: вентили, кућиште диферцијала, кардани, делови мењача итд;
- За производњу елеменат водовној индустрији: вентили, водомер, разни зглобови славине и др;
- Производњи кухињског прибора: шерпи, кашика, ножева и др;
- У производњи хидрауличних и пнеумо елемената: разни зглобови, кућишта пумпи, тела вентила и др;
- Тешкој индустрији: куке, точкови.

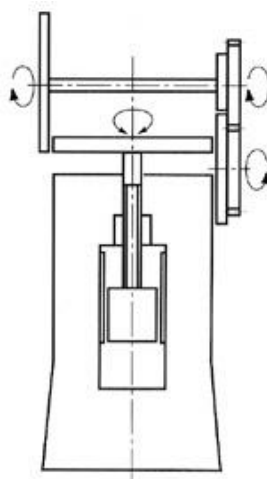


Слика 5.3. Производи израђени на фрикционим пресама**5.2. Подела фрикционих преса**

Стално технолошко унапређивање и све већи развој нових технологија довели су до бржег развоја фрикционих преса, при чему данас постоје већи број конструкционих извођења. У даљем тексту описана су конструкциона решења која се значајније разликују у односу на претходно описано класично извођење:

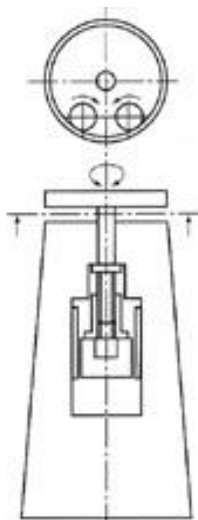
- а) Фрикциона преса са три точка;
- б) Фрикциона преса без дискова;
- в) Фрикциона преса са покретном навртком;
- г) Фрикциона преса са четири диска;
- д) Фрикциона преса са каишним преносником.

а) **Фрикциона преса са три точка** (приказана на слици 5.4.) представља побољшану варијанту класичног извођења. Као што јој само име каже, састоји се од три фрикциона точка, при чему точак са леве стране врши исту функцију као код класичног извођења, док точкови са друге стране који чине јединствену целину са зупчаницима зупчастог пара омогућавају нешто мирнији рад. Погон точкова са десне стране остварује се путем зупчаника. Основна мана овог типа пресе је примена зупчастог пара, као и бука коју они стварају, [3].



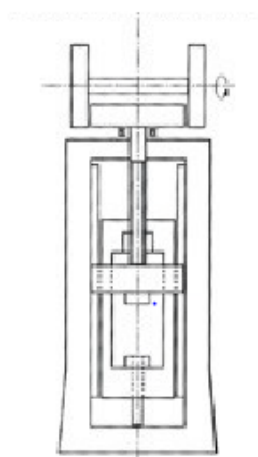
Слика 5.4. Фрикциона преса са три диска

б) **Фрикциона преса без дискова** (приказана на слици 5.5.) представља конструкцију знатно складнијих габарита у односу на остала извођења. Основни елементи ове пресе чине замајац (непокретан у вертикалном правцу) и ожљебљен фрикциони точак који остварује је у контакту са унутрашњом ожљебљеном површином замајца. Навојно вретено везано је за замајац и не извршава вертикално, већ само ротационо кретање. Захваљујући овој карактеристици навојног вретена, притискивач представља навртку која се окреће око навојног вретена и на тај начин врши своје вертикално кретање. Нешто сложенија конструкција и брже хабање фрикционих точкова представљају основну ману овог типа пресе, [3].



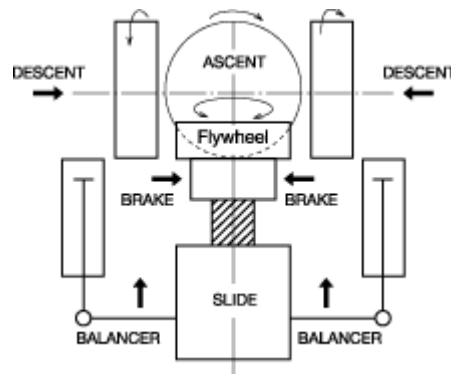
Слика 5.5. Фрикциона преса без дискова

в) Фрикциону пресу са покретном навртком карактерише покретна навртка која чини целину са притискивачем. Ове пресе су погодне за израду завртњева због великих хода притискивача, али и могућности да се при ковању може извршити просецање. У прошлости су се користили конични фрикциони точкови, док се данас због лакше монтаже и израде примењују цилиндрични фрикциони точкови. Овај тип пресе представљен је на слици 5.6..



Слика 5.6. Фрикциона преса са покретном навртком

г) Фрикциона преса са четири фрикциона точка има за циљ смањење трења на контакту навојног вретена и навртке, па самим тим и достизања знатно већих брзина радног хода (јер су губици на навојном вретену знатно мањи). При радном ходу, кретање се на замајац помоћу користе се два диска који се окрећу у супротним смеровима. На овај начин долази до бољег центрирања навојног вретена у односу на навртку и самим тим знатно мањег трења. Повратни ход на горе, врши се помоћу једног додатног точка. При повратном ходу настају већу губици навојног вретена који не утичу на радне карактеристике фрикционе пресе. Основна предност ове пресе је та што се могу достићи брзине притискивача и од $1000 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$, а самим тим и већа ударна сила са истим електромотором.



Слика 5.7. Фрикциона преса са четири диска

Смер окретања навојног вретена, па самим тим и кретање притискивача може се извести на више начина. Као што је претходно напоменуто, најједноставнија мануелна контрола састоји се од система полуга које су везане на крају вратила фрикционих точкова. Контролом ручице остварује се покретно кретање вратила, а самим тим и фрикционих точкова. Данас се примењују аутоматски системи промене смера кретања притискивача. Занимљиво извођење је претходно описана манипулација помоћу испуста. У том случају потребно је применити и одговарајућу електроопрему која ће у зависности од концепције извршити команду промене смера кретања. Потребно је још напоменути да се и нпр. повратни ход притискавача често врши и помоћу хидрауличних и пнеуматских цилиндара.

Убрзан развој електро компоненти, разних типова сензора, енкодера и других уређаја овог типа утицао је на све ширу примену на машинама у машинској индустрији. Развој технике није заобишао ни фрикционе пресе, па се данас омогућава крајње једноставно манипулисање најосновнијих параметара пресе (силе пресе, броја удара и дужине хода). Једна савремена конструкција која се контролише путем рачунара приказана је на слици 5.8..



Слика 5.8. Савремена конструкција фрикционе пресе

6. Прорачун фрикционе пресе

У оквиру овог рада извршен је прорачун саставних елемената фрикционе пресе. Прорачун обухвата избор и проверу навојног вретена, димензионисање и проверу фрикционог пара.

6.1. Полазни подаци

Сила притиска: $F = 40 \text{ kN}$

Број удара: $s = 5 \text{ удара/мин}$

Ход: $h = 400 \text{ mm}$

6.2. Прорачун навојног вретена

Како би се успешно извршио прорачун навојног вретена првенствено је потребно усвојити материјал.

Као материјал навојног вретена усваја се Č1220, карактеристика:

R_m – затезна чврстоћа МПа, $R_m = 700 \text{ МПа}$ (таб. 11.2.1. стр. 651., [1]),

R_e – граница течења МПа, $R_e = 360 \text{ МПа}$ (таб. 11.2.1. стр. 651., [1]),

τ_T – дозвољени напон при смицању МПа, $\tau_T = 0,8 \cdot R_e = 0,8 \cdot 360 = 288 \text{ МПа}$ (стр. 76., [1]).

Првенствено је потребно на основу полазних података усвојити брзину обртања навојног вретена коришћењем обрасца 6.1..

$$n = \frac{2 \cdot s \cdot h}{L} \quad (6.1.)$$

Пошто су све вредности познате може се извршити израчунавање обрасца 6.1..

$$n = \frac{2 \cdot 5 \cdot 460}{14} = 328,571 \text{ min}^{-1}$$

Затим је потребно одредити аксијалну брзину притискивача коришћењем обрасца 6.2..

$$v_a = L \cdot n \quad (6.2.)$$

Пошто су све вредности у обрасцу 6.2. познате може се извршити прорачун аксијалне брзине.

$$v_a = 14 \cdot 328,571 = 4599,993 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \approx 4600 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

На основу изабраног материјала потребно је израчунати дозвољени напон на притисак коришћењем обрасца 6.3..

$$\sigma_{\text{doz}} = \frac{R_e}{S_1} \quad (6.3.)$$

Једина непозната величина (степен сигурности S_1) усваја се да износи 1,5..

$$\sigma_{\text{doz}} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ МПа}$$

Затим се израчунава површина потребног попречног пресека коришћењем обрасца 6.4..

$$A_3 = \frac{(1,25 - 1,35) \cdot F}{\sigma_{\text{doz}}} \quad (6.4.)$$

$$A_3 = \frac{1,35 \cdot 40\,000}{240} = 225 \text{ mm}^2$$

На основу израчунате вредности A_3 , усваја се трапезни навој Tr 44x14 (P7), карактеристика (таб. 1.2.4. стр. 18.):

$d=D$ – називни пречник, $d=D=44 \text{ mm}$,

P – корак навоја, $P=7 \text{ mm}$,

$d_2=D_2$ – средњи пречник, $d_2 = 40,5 \text{ mm}$,

d_3 – пречник језгра, $d_3=36 \text{ mm}$,

H_1 – дубина ношења, $H_1=3,5 \text{ mm}$,

A_3 – пресек језгра, $A_3=1017 \text{ mm}^2$,

φ – угао нагиба профила, $\varphi=6,29^\circ$.

Степен искоришћења навојног профила може се израчунати коришћењем обрасца 6.5..

$$\eta = \frac{\text{tg}\varphi}{\text{tg}(\varphi + \rho_n)} \quad (6.5.)$$

Једина непозната величина је угао трења ρ_n и може се израчунати коришћењем обрасца 6.6..

$$\rho_n = \text{arctg} \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (6.6.)$$

Величина α представља угао профила навоја и за трапезни навој износи 30° . Коефицијент трења на додиру навојка за фино обрађене и подмазане површине износи $\mu = 0,15$ [1].

$$\rho_n = \text{arctg} \frac{0,15}{\cos\left(\frac{30^\circ}{2}\right)} = 8,827^\circ$$

Коначно се може израчунати степен искоришћења навојног вретена:

$$\eta = \frac{\tan 6,29^\circ}{\tan(6,29^\circ + 8,827^\circ)} = 0,41$$

Потребно је проверити укупан степен сигурности усвојеног навојног вретена (коришћењем обрасца 6.7.), како би се са сигурношћу могло рећи да ће усвојено навојно вретено у практичним условима правилно извршавати тражену функцију.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (6.7.)$$

где су:

S – укупан степен сигурности,

S_σ – парцијални степен сигурности нормалних напона,

S_τ – парцијални степен сигурности тангенцијалних напона.

Парцијални степен сигурности нормалних напона може се израчунати коришћењем обрасца 6.8. док се парцијални степен сигурности тангенцијалних напона може израчунати коришћењем обрасца 6.9..

$$S_{\sigma} = \frac{[\sigma]_m}{\sigma} \quad (6.8.)$$

$$S_{\tau} = \frac{[\tau]_m}{\tau} \quad (6.9.)$$

где су:

$[\sigma]_m$ – критични нормални напон у језгру завојнице,

σ – нормални радни напон,

$[\tau]_m$ – критични тангенционални напон у језгру завојнице,

τ – тангенционални радни напон.

Вредност критичног нормалног напона у језгру завојнице ($[\sigma]_m$) усваја се да је за статички напрегнута навојна вретена једнака граници развлачења R_e , па износи:

$$[\sigma]_m = R_e = 360 \text{ МПа}$$

Нормални радни напон може се израчунати коришћењем обрасца 6.10..

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (6.10.)$$

где је:

A – минимална површина попречног пресека завртња mm^2 , израчунава се коришћењем обрасца 6.11..

$$A = \frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = A_3 \quad (6.11.)$$

Једнакост приказана у изразу 6.9. важи само за случај крутог завртња (стр. 66. [1]), који је усвојен при прорачуну навојног вретена. Коначно се усваја да је:

$$A = A_3 = 1017 \text{ mm}^2$$

Пошто је вредност радне силе F претходно позната, коначно се може израчунати нормални радни напон коришћењем израза 6.8..

$$\sigma = \frac{40000}{1017} = 39,331 \text{ МПа}$$

Све вредности су познате па се може израчунати парцијални степен сигурности нормалних напона S_{σ} коришћењем обрасца 6.6..

$$S_{\sigma} = \frac{360}{39,331} = 9.153 \geq 2 \text{ (код динамичког оптерећења)}$$

Сада је потребно израчунати други непознати парцијални степен сигурности (степен сигурности тангенционалних напона S_{τ}). Вредност критичног тангенционалног напона у језгру завојнице ($[\tau]_m$) једнак је дозвољеном напону на смицање τ_T , па износи:

$$[\tau]_m = \tau_T = 288 \text{ МПа}$$

Сада је потребно одредити радни напон на увијање завојнице коришћењем обрасца 6.12..

$$\tau = \frac{T_t}{W_p} \quad (6.12.)$$

где су:

T_t – момент отпора у навојном пару Nm ,

W_p – отпорни момент пресека језгра mm^3 .

Потребно је одредити момент отпора у навојном пару коришћењем обрасца 6.13..

$$T_t = T_n + T_\mu \quad (6.13.)$$

где су:

T_n – момент отпора у навојном пару Nm,

T_μ – момент отпора у аксијалном лежишту Nm, због уградње аксијалног лежаја, овај момент приближно је једнак $T_\mu \approx 0$ Nm.

Са одређеним упрошћењима ($T_\mu \approx 0$ Nm) момент отпора у навојном пару може се израчунати коришћењем обрасца 6.14..

$$T_t = T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) \quad (6.14.)$$

Све величине у обрасцу 6.14. су познате, тако да се момент отпора у навојном пару коначно може израчунати.

$$T_t = T_n = 40000 \cdot \frac{40,5}{2} \tan(6,29^\circ + 8,827^\circ) = 218812,6227 \text{ Nmm}$$

Сада је потребно израчунати отпорни момент пресека језгра W_p коришћењем израза 6.15..

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{min}^3}{16} \quad (6.15.)$$

Пошто је на основу претходних разматрања $d_{min} = d_3$ може се израчунати отпорни момент пресека.

$$W_p = \frac{\pi \cdot 36^3}{16} = 13043,524 \text{ mm}^3$$

Коначно се може извршити прорачун радног тангенцијалног напона коришћењем израза 6.12..

$$\tau = \frac{218812,6227}{13043,524} = 16,776 \text{ MPa}$$

Познате су све вредности потребне за прорачун парцијалног степена сигурности тангенцијалних напона, па се он може израчунати коришћењем обрасца 6.9..

$$S_\tau = \frac{288}{16,776} = 17,167 \geq 2 \text{ (код динамичког оптерећења)}$$

Пошто су израчунати парцијални степен сигурности, може се одредити укупни степен сигурности коришћењем обрасца 6.7..

$$S = \frac{9,153 \cdot 17,167}{\sqrt{9,153^2 + 17,167^2}} = 8,07 \geq 2 \text{ (код динамичког оптерећења)}$$

Усвојено навојно вретено иако поседује степен сигурности знатно већи од потребног, али упркос тој чињеници неће се променити захваљујући свом великом ходу.

По одређивању степена сигурности, врши се и провера навојног вретена на извијање, првенствено је потребно одредити виткост навојног вретена коришћењем обрасца 6.16..

$$\lambda = \frac{l_r}{i_{min}} \quad (6.16.)$$

где су:

l_r – редукована дужина на извијање mm,

$i_{\min}$ – минимални полупречник инерције mm, може се одредити коришћењем обрасца 6.17..

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \frac{d_3}{4} \quad (6.17.)$$

где су:

$I_{\min}$ – момент инерције језгра навојног вретена,

A – површина попречног пресека језгра навојног вретена.

На основу познатих података може се израчунати минимални полупречник инерције $i_{\min}$:

$$i_{\min} = \frac{36}{4} = 9 \text{ mm}$$

Како би се одредила виткост навојног вретена потребно је одредити редуковану дужину на извијање коришћењем обрасца 6.16..

$$l_r = l = (h + h_1) \quad (6.18.)$$

У изразу 6.18. једина непозната вредност је h_1 и може се израчунати коришћењем обрасца 6.19..

$$h_1 = (1,4 - 1,6) \cdot d_3 \quad (6.19.)$$

Све вредности у обрасцу 6.17. су познате па се сада вредност h_1 може израчунати.

$$h_1 = 1,6 \cdot 36 = 57,6 \text{ mm}$$

Вредност h_1 се усваја, тако да је у овом случају усвојено да је вредност $h_1 = 60 \text{ mm}$.

Коначно су сви подаци познати, тако да се може израчунати израз 6.18..

$$l_r = l = 400 + 60 = 460 \text{ mm}$$

Коначно су познате све вредности па се може израчунати виткост навојног вретена коришћењем обрасца 6.16..

$$\lambda = \frac{460}{9} = 51,1$$

Услов по ком се изразу се вршити одређивање критичног напона на извијање навојног вретена су:

$\lambda < 60$ – критичан напон не израчунава се,

$60 < \lambda < 89$ – критичан напон израчунава се извршава према „Tetmayer”-овом изразу,

$89 < \lambda$ – критичан напон израчунава се према „Euler”-овом изразу.

Пошто је вредност виткости штапа $\lambda = 51,1 < 60$ критични напон се не израчунава

Потребно је извршити и проверу самокочивости коришћењем обрасца 6.20..

$$\varphi < \rho_n \quad (6.20.)$$

Обе вредности су познате па се провера може извршити провера.

$$6,29^\circ < 8,827^\circ; \text{провера задовољава}$$

По прорачун навојног вретена, потребно је извршити прорачун навртке.

Усваја се материјал навртке PcuSn14, [1]. Коришћењем обрасца 6.21. може се израчунати површински притисак на додиру навојка вретена и навртке:

$$p = \frac{F \cdot \xi_r}{z \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \pi} < p_{doz} \quad (6.21.)$$

У обрасцу 6.21. непознате су три вредности. Прва од њих, вредност фактора расподеле оптерећења на навојке навојног пара ξ_r усваја се да износи $\xi_r = 1,4$. Друга непозната величина је број навојака навртке z , који се усваја да износи $z = 9$, [1], дозвољени површински притисак у навојном споју покретних навојних спојева износи $p_{doz} = 15 \text{ MPa}$ (усвај се из табеле 1.12.2. стр.91, [1]).

Пошто су све вредности сада познате, може се израчунати из израз 6.21..

$$p = \frac{40000 \cdot 1,4}{9 \cdot 40,5 \cdot 3,5 \cdot \pi} = 13,972 \text{ MPa}$$

Пошто су познат сви подаци у изразу 6.21. може се извржити провера

$13,972 < 15$; што задовољава проверу.

Степен сигурности против појаве граничне похабаности навојног пара израчунава се по изразу 6.22..

$$S_p = \frac{p_n}{p} > 1 \quad (6.22.)$$

Непозната вредност у изразу 6.22. је временска ограничена издрживост материјал при повишеном притиску која има вредност за моторни погон $p_n = 17,5 \text{ MPa}$ [1]

Пошто су познат сви подаци у изразу 6.22. може се извржити провера:

$$S_p = \frac{17,5}{13,972} = 1,25 > 1; \text{ што задовољава проверу.}$$

6.3. Прорачун фрикционих точкова

Саставни елемент фрикционе пресе чине и фрикциони точкови, при чему хоризонтално постављени точак врши улогу замајца. За преношење усвајају се два конусна фрикциона точка, преносног односа $u = 1$. Као угао кинематског конуса усваја се угао од 45° , $\delta_1 = \delta_2 = 45^\circ$.

Како би се правилно извршио прорачун фрикционих точкова, првенствено је потребно усвојити њихов материјал. На основу препорука у пратећој литератури, [1] усваја се Č0645/0545 као материјал фрикционих точкова.

Основне карактеристике изабраног материјала су:

p_{doz} - дозвољени површински притисак, $p_{doz} = 650 \text{ N/mm}^2$ усваја се из табеле 3.6.1. стр. 341, [1],

E – модул фрикционих точкова N/mm^2 , $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ усваја се из табеле 2.8.1. стр. 341, [1],

μ – коефицијент трења, $\mu = 0,15$ усваја се из табеле 2.8.1. стр. 341, [1].

По избору материјала потребно је усвојити димензије (геометријске величине точка). Усвајање геометријских величина на основу израза 6.23. где се израчунава се минимална вредност пречника средњег кинематског круга d_{m1} .

$$d_{m1} = d_{m2} = d_m = \sqrt[3]{\frac{0,7 \cdot K_A \cdot S_\mu \cdot T_t \cdot E \cdot (u^2 + 1)^{1/2}}{p_{doz}^2 \cdot \Psi \cdot \mu \cdot u}} \quad (6.23.)$$

где су:

K_A – фактор радних услова, $K_A = 1,5$ усваја се из табеле 2.8.1. стр. 220, [1],

S_μ – степен против клизања, усваја се $S_\mu = 1,8$,

Ψ – однос ширине и пречника, усваја се $\Psi = 0,3$.

Пошто су све остале димензије претходно објашњене и познате средњи пречник круга може се израчунати може израчунати:

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{0,7 \cdot 1,5 \cdot 1,8 \cdot 218812,6227 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot (1 + 1)^{1/2}}{650^2 \cdot 0,3 \cdot 0,15 \cdot 1}} = 185,0514 \text{ mm}$$

Усваја се пречник средњег кинематског круга $d_m = 360 \text{ mm}$

Сада је потребно израчунати обимну силу (коришћењем обрасца 6.23.).

$$F_t = \frac{2 \cdot T_t}{d_m} \quad (6.23.)$$

Све вредности су познате па се може извршити израчунавање.

$$F_t = \frac{2 \cdot 218812,6227}{360} = 1215,626 \text{ N}$$

Сада је потребно израчунати силу притиска на додирним површинама коришћењем израза 6.24..

$$F_n = S_\mu \cdot \frac{F_t}{\mu} \quad (6.24.)$$

Све вредности су претходно објашњене и познате, тако да се може извршити израчунавање.

$$F_n = 1,8 \cdot \frac{1215,626}{0,15} = 14587,512 \text{ N}$$

Сада је потребно извршити прорачун аксијалне силе на точковима коришћењем обрасца 6.25.. Пошто Аксијална и радијална сила на фриксионом точковима

$$F_a = F_n \cdot \cos \delta \quad (6.25.)$$

Пошто су све вредности у изразу 6.23. познате, може се извршити прорачун аксијалне силе.

$$F_a = 14587,512 \cdot \cos 45^\circ = 10314,929 \text{ N}$$

Радијална сила једнака је аксијалној сили, тако да она износи:

$$F_r = F_a = 10314,929 \text{ N}$$

Коначно је потребно одредити резултујуће радијално оптерћење може се израчунати коришћењем обрасца 6.25..

$$F_R = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad (6.26.)$$

Пошто су све вредности у изразу 6.24. познате, може се извршити израчунавање радијалног оптерећења..

$$F_R = \sqrt{10314,929^2 + 1215,626^2} = 10386.313 \text{ N}$$

Потребно је одредити ширину фрикционих тачкова коришћењем обрасца 6.27..

$$\Psi = \frac{b}{d_m} = 0.3 \Rightarrow b = \Psi \cdot d_m \quad (6.27.)$$

Једина непозната вредност у изразу 6.26. је ширина фрикционих тачкова b , тако да се њено извршавање може извршити.

$$b = \Psi \cdot d_m = 0,3 \cdot 360 = 108 \text{ mm}$$

Коришћењем обрасца 6.26. потребно је израчунати Hertz-ов површински притисак при линијском додиру.

$$p = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_n \cdot E}{\rho_{el} \cdot b}} < p_{doz} \quad (6.28.)$$

У изразу 6.26. једина непозната величина је еквивалентни полупречник кривине при линијском додиру радних површина фрикционих преносника ρ_{el} . Ова вредност може се израчунати коришћењем обрасца 6.27..

$$\rho_{el} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (6.29.)$$

Једина непозната величина у изразу 6.27. је полупречник кривине тачка, који је за оба тачка исти захваљујући истом углу кинематског конуса (45°). Ова вредност може се израчунати коришћењем израза 6.28..

$$\rho_1 = \rho_2 = \frac{r_m}{\cos \delta} \quad (6.30.)$$

Пошто су све вредности у изразу 6.28. познате може се извршити израчунавање ове вредности:

$$\rho_1 = \rho_2 = \frac{r_m}{\cos \delta_1} \quad (6.31.)$$

Пошто су све вредности у изразу 6.29. познате, сада се може извршити прорачун.

$$\rho_1 = \rho_2 = \frac{360}{2 \cdot \cos 45^\circ} = 254,558 \text{ mm}$$

Сада пошто су све вредности у изразу 6.29. познате може се извршити његово израчунавање.

$$\rho_{el} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{254,558 \cdot 254,558}{254,558 + 254,558} = 127,279 \text{ mm}$$

Коначно се може извршити израчунавање израза 6.28..

$$p = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{1,5 \cdot 14587,512 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{127,279 \cdot 108}} = 239,362 \text{ MPa}$$

Израчуната вредност притиска је знатно мања од дозвољене (650 MPa), тако да ова провера задовољава.

Коришћењем обрасца 6.31. потребно је одредити степен искоришћења фриксионих преносника.

$$P_G = \frac{v_t \cdot F_n}{r} \cdot (\mu \cdot \varepsilon \cdot r + f) \quad (6.32.)$$

где су:

P_G – губитак снаге фриксионог преносника W,

f – крак трења котрљања, $f = 0,5$ усваја се из табеле 3.6.1. стр. 341, [1],

ε – коефицијент еластичног клизања, $\varepsilon = 0,015$ усваја се из табеле 3.6.1. стр. 341, [1].

Непознате вредност у изразу 6.32. је полупречник фриксионог точка и израчунавају се поћу израза 6.33. и обимна брзина фриксионог точка 6.34.

$$r = \frac{r_m}{\cos \delta} \quad (6.33.)$$

$$v_t = d_2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad (6.34.)$$

Пошто су познате вредности у изразима за добијање полупречника фриксионог точка и обимне брзине може се израчунати:

$$v_t = 360 \cdot \pi \cdot \frac{328,571}{60} = 6,193 \frac{m}{s};$$

$$r = \frac{180}{\cos 45^\circ} = 254,558 \text{ mm.}$$

Пошто су у ообрасцу 6.32 познате вредности може се извршити његово израчунавање.

$$P_G = \frac{6,193 \cdot 14587,512}{0,254558} \cdot (0,15 \cdot 0,015 \cdot 0,254558 + 0,5 \cdot 10^{-3}) = 380,712 \text{ W}$$

Потребно је губитке снаге у W превести у процентуалну вредност. Пре свега потребно је израчунати снагу на навојном вретену коришћењем обрасца 6.35..

$$P = T_t \cdot \frac{n_v \cdot \pi}{30 \cdot \eta_{vret.}} \quad (6.35.)$$

Пошто су све вредности у изразу 6.33. познате може се одредити снага на навојном вретену.

$$P_{vret.} = 218,813 \cdot \frac{328,571 \cdot \pi}{30 \cdot 0,41} = 18363,147 \text{ W}$$

Снага на погонском фриксионом точку може се израчунати сабирањем снаге на навојном вретену и губитака и коначно износи:

$$P_{ul} = P_{vret.} + P_G = 18363,147 + 380,712 = 18743,859 \text{ W}$$

Степен искоришћења фрикционих точкова може се одредити коришћењем обрасца 6.36..

$$\eta = \frac{P_{vret.}}{P_{ul}} \quad (6.36.)$$

Пошто су све вредности у изразу 6.34. познате може се извршити његово израчунавање.

$$\eta = \frac{18743,859}{18363,147} = 0,9796 = 97,96\%$$

6.4. Избор електромотора

Избор електромотора врши се из услова снаге која је потребна за погон замајца. Аксијалну притисну сила притискивача остварује замајац, а не електромотор, јер би у супротном случају снага електромотора достигла неке огромне вредности (неретко веће од 20 kW). Из овог разлога потребно је одредити коју вредност обртног момента који ће креирати изабрани замајац коришћењем обрасца 6.37.. Уколико добијена вредност задовољава потребе, може се приступити прорачуну снаге електромотора потребне за погон замајца.

$$W = \left(\frac{\pi \cdot n_s}{30} \right)^2 \cdot \frac{I_d}{2} \quad (6.37.)$$

где су:

n_s – број обртаја навојног вретена min^{-1} ,

I_d – масени момент инерције конусног замајца $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

Масени момент инерције (I_d) конусног замајца може се израчунати коришћењем израза 6.38..

$$I_d = z \cdot h \cdot \frac{R^5 - r^5}{5 \cdot (R - r)} - z \cdot h \cdot r_{vratila} \quad (6.38.)$$

где су:

z – густина материјала конусног замајца, $z = 11382 \text{ kg/m}^3$,

h – висина конуса, $h = 76,37 \text{ mm}$,

R – већи пречник конуса, $R = 217,125 \text{ mm}$,

r – мањи пречник конуса $r = 143,875 \text{ mm}$.

Пошто су све вредности познате може се израчунати потребна вредност у изразу.

$$I_d = 11382 \cdot 0,07637 \cdot \frac{0,217125^5 - 0,143875^5}{5 \cdot (0,217125 - 0,143875)} - 11382 \cdot 0,07637 \cdot 0,0225^4 = 0,9987 \text{ kgm}^2$$

Пошто је вредност момента инерције позната, може се вршити израчунавање израза 6.37..

$$W = \left(\frac{\pi \cdot 328,571}{30} \right)^2 \cdot \frac{0,9987}{2} = 591,181 \text{ Nm}$$

Обртни момент на навојном вретену, када се узму у обзир губици на навојном вретену може се израчунати коришћењем обрасца 6.39..

$$W_{vretena} = W \cdot \eta_{vretena} \quad (6.39.)$$

$$W_{vretena} = 591,181 \cdot 0,41 = 242,382 \text{ Nm}$$

Добијена вредност је нешто већа од оне дефинисане првобитним прорачуном (око 10%), тако да ће задовољити потребе у погледу потребне силе притиска (40 kN). Пошто је степен сигурности навојног вретена јако висок, са сигурношћу се може рећи да ће навојно вретено правилно извршити своју функцију иако је његово оптерећење за око 10% веће од предвиђеног.

Пошто усвојени замајцац задовољава тражене услове, сада је потребно коришћењем обрасца 6.40. израчунати снагу потребну за погон механизма фрикционе пресе, [3].

$$P_f = \frac{2 \cdot W_{potrebno}}{75 \cdot (t_1 + t_2)} \quad (6.40.)$$

где су:

$W_{potrebno}$ – енергија потребна за погон замајца Nm,

$t_1 + t_2$ – време потребно за извршавање радног хода t_1 и повратног хода t_2 ,

$$t_1 + t_2 = \frac{60}{s} = \frac{60}{5} = 12 \text{ s.}$$

Коришћењем обрасца 6.41. може се израчунати енергија потребна за погон замајца при радном ходу, [3].

$$W_{potrebno} = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \omega^2 \cdot (J'_0 + J''_0) \quad (6.41.)$$

где су:

η – степен искоришћења навојног вретена, $\eta = 0.41$,

ω – угаона брзина замајца,

J'_0 – масени момент инерције навојног вретена $kg \cdot m^2$,

J''_0 – масени момент инерције конусног замајца $kg \cdot m^2$

Потребно је одредити масене моменте инерције навојног вретена јер је масени момент замајца већ познат. Пошто навојно вретено представља елемент сложене геометрије чији је момент инерције јако тешко одредити, уводи се упрошћење и апроксимација навојног вретена пуним цилиндром. Коришћењем обраца 6.42. може се одредити масени момент инерције цилиндра, [3]:

$$J'_0 = z \cdot h \cdot r^4 \quad (6.42.)$$

где су:

z – густина материјала навојног вретена, $z = 11382 \text{ kg/m}^3$,

h – дужина навојног вретена, $h = 460 \text{ mm}$,

r – пречник цилиндра, $r = 44 \text{ mm}$.

Пошто су све вредности познате може се извршити израчунавање 6.42..

$$J'_0 = 11382 \cdot 0.46 \cdot 0.044^4 = 0,0196 \text{ kg} \cdot m^2$$

Пошто су све вредности у изразу 6.41. познате, може се извршити његово израчунавање.

$$W = \frac{1}{2 \cdot 0,9796} \cdot \left(\frac{328,571 \cdot \pi}{30} \right)^2 \cdot (0,0196 + 0,9987) = 615.336$$

На овај начин израчуната је енергија потребна за погон замајца при радном ходу. Укупна енергија потребна за погон замајца представља збир енергија при радном и повратном ходу, при чему се енергија при повратном ходу не може потребно је извр. Енергија потребна при повратном ходу се не може израчунати услед недостатка података, тако да ће се усвојити да је укупна потребна енергија дупло већа од енергије потребне за погон

замајца. Пошто ће се усвојити мотор нешто веће снаге у односу на добијену вредност изразом 6.40., може се рећи да ће овако одабран електромотор правилно вршити своју функцију. Пошто су познати сви подаци, може се вршити прорачун потребне снаге за погон замајца коришћењем израза 6.40.

$$P_f = \frac{2 \cdot 615.336}{75 \cdot (12)} = 1.367 \text{ kW}$$

Предпостављамо да су губици на редуктору за погон фреквенцијских точкова $\eta_R = 0,95$ потребну снагу електро мотора може се изразити преко израза 6.43..

$$P_{EM} = \frac{P_f}{\eta_R}$$

Пошто су нам у изразу 6.43. познате вредности све вредности потребна снага електро мотора износи.

$$P_{EM} = \frac{1,367}{0,95} = 1,439 \text{ kW}$$

Усваја се мотор са редуктором ознаке E38-LA90ZLB4E, [10], са карактеристикама: бројм обртаја $n = 347 \text{ min}^{-1}$, снагом $P = 1,5 \text{ kW}$ и масом $m = 23 \text{ kg}$.

7. Пројектовање 3Д модела

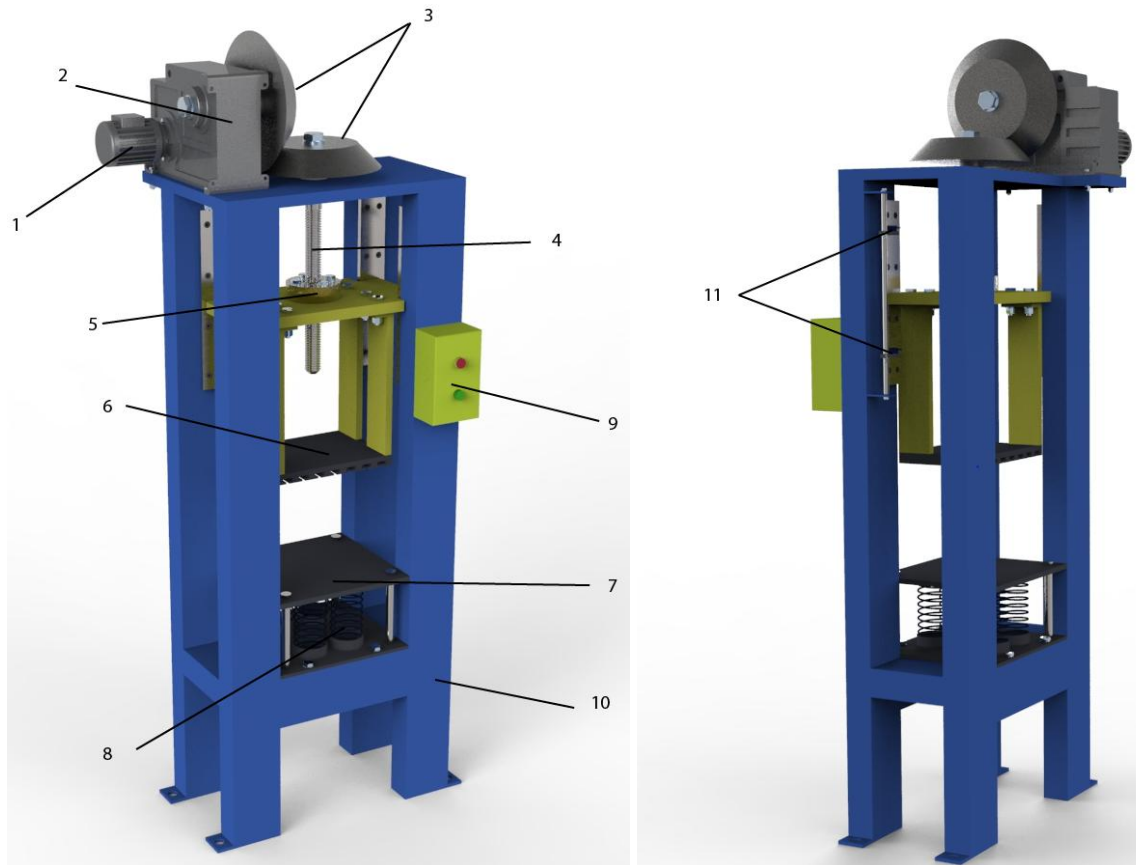
Пројектовање 3Д модела извршено је у софтверском пакету „SolidWorks“. Ради што уверљивијег приказа модела, извршено је његово рендеровање у програмском пакету „KeyShot“. Рендерован модел приказан је на слици 7.1..



Слика 7.1. Приказ 3д модела фрикционе пресе

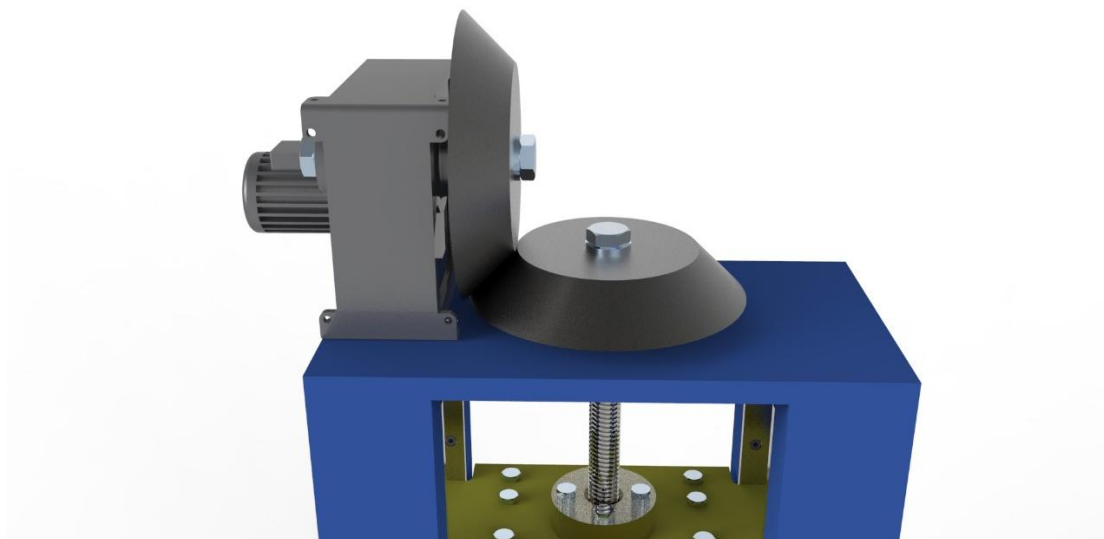
Пројектовани модел састоји се од следећих елемената (приказано на слици 7.2.):

- 1) Електро мотор;
- 2) Редуктор;
- 3) Два пара коничних фрикционих точкова;
- 4) Навојног вретена;
- 5) Навртка;
- 6) Притискивача;
- 7) Радног стола;
- 8) Опруга;
- 9) Електро ормана;
- 10) Рам;
- 11) Контактни прекидач.



Слика 7.2. Саставини елементи пресе

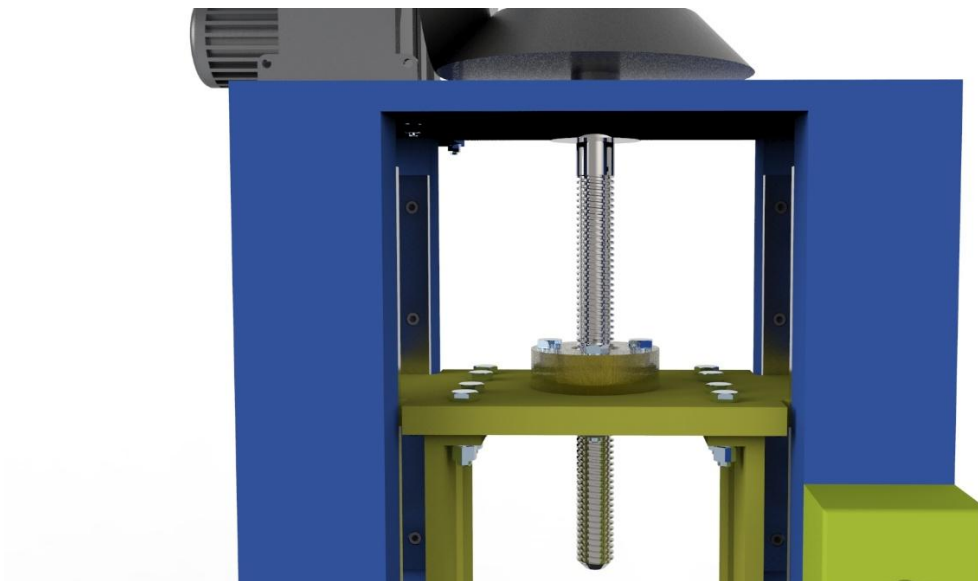
Преса добија погон преко електромотора који је везан са редуктором, даљи пренос се врши преко пара фрикционих точкова. Погонски точак фрикционог преносника је везан помоћу вратила и завртњева са редуктором, док се гоњени точак налази на крају навојног вретена, повезан такође помоћу навртке.



Слика 7.3. Погон фрикционе пресе

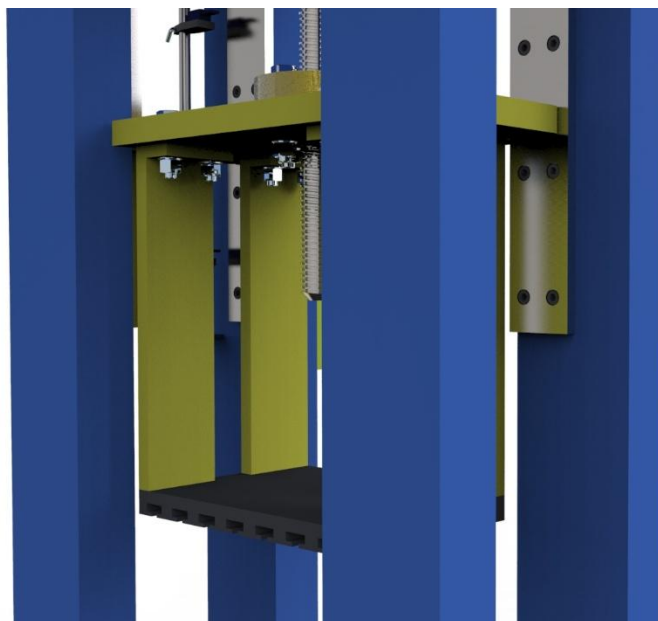
Навојно вретено има улогу трансформације обртног кретања у праволинијско. Ову улогу такође извршава и код фрикционих преса, својим завојним кретањем претвара обртни момент помоћу навртке у аксијалну силу. Снага се са навртке преноси на притискивач, који је са навртком везан раздвојивом везом (слика 7.4). Притискивач

врши вертикално кретање у оба смера, при чему је радни ход, на доле, док се повратни ход врши на горе.. На доњем крају притискивача налази се ожљебљена плоча. Жљебови имају улогу у фиксирању матрице алата.



Слика 7.4. *Навојно вретено и навртка*

Притискивач се креће између клизача, који су фиксни помћу завртњевима за рам. Fino обрђене површине клизача имају улогу чувања контактних површине. На доњем крају притискивача налази се ожљебљена плоча. Жљебови омогућавају фиксирање матрице алата, притискивач је приказан на слици 7.5..



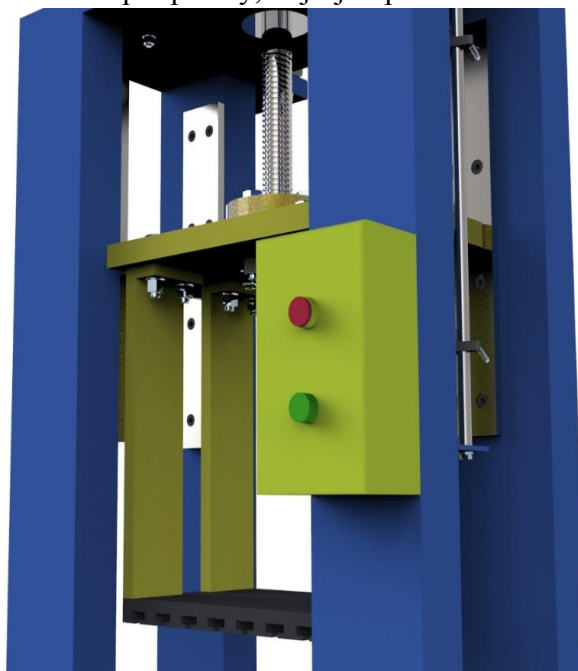
Слика 7.5. *Притискивач*

Радни сто (приказан на слици 7.6.) састоји се од две плоче између којих се налазе опруге. Основна улога радног стола са опругама је у знатно мањем преносу вибрација на околину. Друга погодност оваквог извођења радног стола огледа се у томе што при преоптерећењу неће доћи до оштећења фриксионог пара већ до опруга.



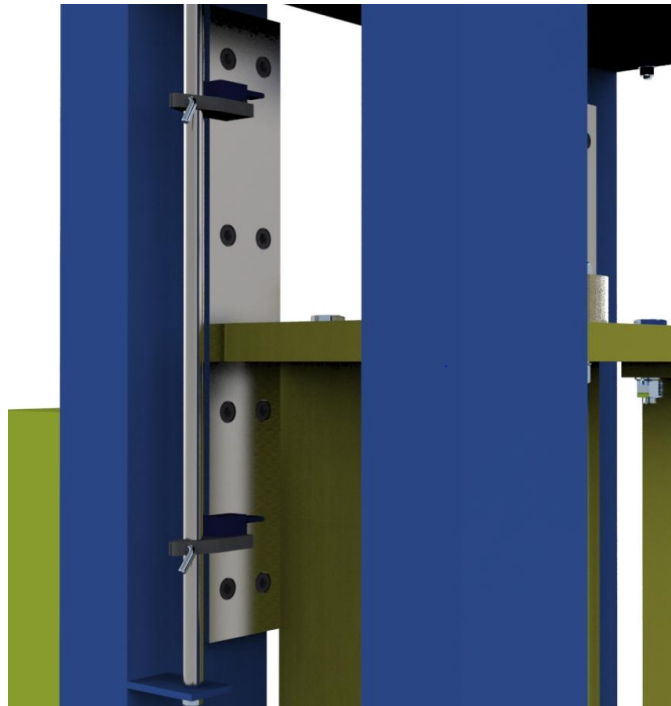
Слика 7.6. Радни сто са опругама

Контрола пресе је аутоматизована и врло једноставна за коришћење. Стартовање се врши помоћу прекидача на електроорману, који је приказан на слици 7.7..



Слика 7.7. Електро ормар

Дужина хода врши се подешавањем растојања електро давача, који при раду машине долазе у контакт са горњом плочом притискивача. При контакту, електро давач мења смер окретања излазног вратила електромотора. Електродавачи приказани су на слици 7.8..



Слика 7.8. *Електро давач*

8. Закључак

У оквиру рада извршен је детаљна анализа, прорачу и приказ фрикционих пресе и њених саставних елемената. Један од првих елемената представљају навојно вретено, које данас налази широку примену у индустрији. Налази се скоро у свакој склопу машине. Његове карактеристике и подела наведене су овом раду. Други елемент ових преса по којима су добили име су фрикциони точкови или фрикциони парови. Представљају један од првих преносника чији се пренос извршава помоћу трења. Данас овакав тип преноса налази ређу примену у машинској индустрији.

Такође у овом раду извршен је детаљан прорачу елемената ове пресе. Као полазни подаци узети су параметри једне типичне фрикционе пресе. Прорачуном дошло се до димензија навојног пара и фрикционих точкова. Поред димензионирања елемената пресе извршена је провера елемената на друге факторе.

У завршном делу креиран је тродимензионални модел у софтверском пакету „SolidWorks”. Ради што реалистичнијег приказа 3Д модел је експортиран у софтвер за визуелизацију „KeyShot”. Где је извршена финална дорада модела.

Потреба за овим типом преса јавља се у ковачкој индустрији. Због своје једноставности и лаког манипулацијом пресе показали су се као идеално решење. Данас постоји веома велики низ изведби овог типа пресе.

9. Литература

- [1] Вера Николић, Машински елементи, теорија, прорачун и примери, Крагујевац, 2004.
- [2] Војислав Милтеновић, Милосав Огњановић, Машински елементи II и III, Машински факултет Београд, Ниш 1995.
- [3] Павле П. Станковић, Машине алатке, обрад метала без резања, Београд 1964.
- [4] Никола О. Пргомеља, Технологија обраде без резања, Београд 1972.
- [5] Емил Матић, Обрада метала деформацијом, Београд 1951.
- [6] Вера Николић, Зорица Ђорђевић, Мирко Благојевић, Машински елементи, збирка задатак, Крагујевац 2008.
- [7] Metal Forming Practise
- [8] <http://www.enomt.co.jp/NewFiles/htm-e/definition-e.htm> , приступљено у периоду 6.2014. – 9.2014.
- [9] <http://www.birson.com/products.html>, приступљено у периоду 6.2014. – 9.2014.
- [10] Siemens AG: MOTOM Geared Motors, Catalog D 87.1 – 2011 – Siemens AG, 2011., приступљено у периоду 6.2014. – 9.2014.: http://www.automation.siemens.com/md-static/D87-1_en_2011.pdf/, приступљено у периоду 6.2014. – 9.2014.