

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Основне академске студије
Модул: Енергетика и процесна техника
Предмет: Пренос снаге флуидом
Број индекса: 2/2014

Марија З. Миленковић

**Закретни хидромотори са назубљеном
клипњачом**

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Душан Гордић - ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да систематски и теоријски обради закретне хидромоторе, и на основу тих сазнања изврши прорачун основних конструктивних параметара закретног хидромотора са назубљеном клипњачом, за следеће податке:

- унутрашњи пречник хидроцилиндра, $D=120\text{ mm}$
- радни притисак, $p=240\text{ bar}$
- радни ход клипа, $h=1500\text{ mm}$

Препоручена литература:

- [1] Гордић Д.: Пренос снаге флуидом – хидраулика (теоријски основи, математички модели, решени примери), Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2007.
- [2] Doddannavar, R., Barnard, A.: Practical Hydraulic Systems, Operations and Troubleshooting for Engineers & Technicians, Elsevier, 2005
- [3] Esposito, A.: Fluid Power with Applications, Fourth Edition, Prentice Hall College Div, 1996
- [4] Николић, В.: Машински елементи (теорија, прорачун, примери), Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.

Крагујевац, 2017.

Ментор:

Душан Гордић, ред. проф.

САДРЖАЈ

1. УВОД.....	1
2. ПОДЕЛА ЗАКРЕТНИХ ХИДРОМОТОРА.....	2
2.1 Клипни закретни хидромотори	2
2.1.1 Закретни хидромотори са назубљеном клипњачом.....	3
2.1.2 Закретни хидромотори са завојницом	4
2.1.3 Закретни хидромотори са паралелним клиповима	7
2.2 Крилни закретни хидромотори	8
3. ПРОРАЧУН ЗАКРЕТНИХ ХИДРОМОТОРА	10
3.1 Параметри механичке снаге	10
3.1.1 Клипни закретни хидромотори.....	10
3.1.2 Закретни хидромотори са крилцима	11
3.2 Димензионисање дебљине зида кућишта закретног хидромотора	11
4. КОНСТРУКТИВНА ИЗВОЂЕЊА И ТЕХНОЛОШКЕ МОГУЋНОСТИ	16
4.1 Избор материјала за израду закретних хидромотора и квалитет обраде.....	16
4.2 Заптивање закретних хидромотора	16
4.2.1 Заптивке кружног пресека.....	17
4.2.2 Ожљебљени прстенови манжете.....	18
5. ПРИМЕР ПРОРАЧУНА ЗАКРЕТНОГ ХИДРОМОТОРА СА НАЗУБЉЕНОМ КЛИПЊАЧОМ	21
6. ПРИМЕНА ЗАКРЕТНИХ ХИДРОМОТОРА	24
6.1 Хидраулички систем за управљање арматуре на бродовима	24
6.2 Обртање куполе на грађевинским машинама	27
6.3 Ручнохидраулички кормиларски уређај на мањим бродовима	27
7. ЗАКЉУЧАК.....	30
8. ЛИТЕРАТУРА.....	31

ABSTRACT

In this bachelor thesis, rotary hydraulic motors and their operating principle are described. The equation for calculation of power parameters and wall thickness of the rotary hydraulic motor housing are presented. Technological capabilities of the rotary hydraulic motors are described, including the selection of the material and solving the sealing problems. Using previous knowledge, the calculation of the rack and pinion actuator was performed for the given parameters. Finally, several hydraulic fluid power systems with rotary hydraulic motors have been described.

Keywords: fluid power, rotary hydraulic motors, calculation, application

РЕЗИМЕ

У овом завршном раду описани су закретни хидромотори и њихов принцип рада. Представљен је прорачун: параметара снаге и дебљине зида кућишта закретних хидромотора. Описане су њихове технолошке могућности, укључујући избор материјала и решавање проблема заптивања. Коришћењем претходних сазнања, спроведен је прорачун закретног хидромотора са назубљеном клипњачом за параметре задате поставком завршног рада. На крају, са аспекта примене, описано је неколико система са закретним хидромоторима.

Кључне речи: пренос снаге флуидом, закретни хидромотори, прорачун, примена

1. УВОД

Хидрауличне машине су уређаји кроз чије усмерне и радне органе, у току процеса претварања струјне енергије у механички рад, или обрнуто – механичког рада у струјну енергију, струји нестишљив радни флуид (вода, уље).

Претварање једног у други облик енергије може се вршити коришћењем запреминског, хидродинамичког или струјног принципа дејства. На основу тога извршена је подела хидрауличних машина на:

- запреминске (хидростатичке, притисне),
- турбо (хидродинамичке, лопатичне) и
- струјне машине. [1]

У системима хидрауличног преноса снаге највећу примену имају запреминске хидрауличне машине. Турбомашине се користе у склопу турбопреносника (хидродинамичких преносника), а струјне за повишење струјне енергије флуида ради његовог транспорта.

Принцип дејства запреминских хидрауличних машина заснован је на периодичној промени њихових радних запремина. Сваки радни циклус састоји се из усисавања радне течности у запреминску машину при повећању, и потискивања исте при смањивању радне запремине. Радну запремину чине ограничени, изоловани простори које образују радни органи машине са осталим њеним покретним или непокретним конструктивним деловима. Радни органи који циклично врше промену радне запремине дејствују на принципу клипног механизма. [3]

Запреминске пумпе су машине које претварају механичку енергију, добијену од погонског уређаја (електромотора или мотора СУС), у струјну енергију радног флуида. Запремински хидромотори представљају машине које врше трансформацију струјне енергије радног флуида у механичку енергију, коју преко излазног елемента предају радној машини.

На основу кретања излазног елемента извршена је подела запреминских хидромотора у три групе:

- обртни (ротациони) хидромотори – кретање излазног елемента је ротационо,
- хидроцилиндри – кретање излазног елемента је транслаторно и
- закретни хидромотори – кретање излазног елемента је осцилаторно – транслаторно, тако да је угао закретања мањи од 360°. [3]

2. ПОДЕЛА ЗАКРЕТНИХ ХИДРОМОТОРА

Према конструктивном решењу закретни хидромотори се деле на:

- клипне закретне хидромоторе и
- крилне закретне хидромоторе.

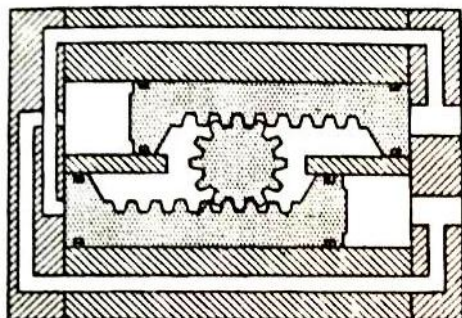
2.1 Клипни закретни хидромотори

Клипни закретни хидромотори се састоје из хидроцилиндра и механизма за претварање транслаторног у обртно кретање.

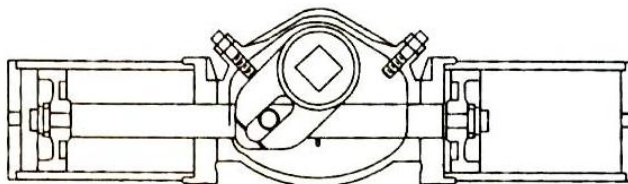
На основу начина на који се обавља поменута трансформација, разликујемо закретне хидромоторе:

- са назубљеном клипњачом (слика 1а)
- са кривајним механизмом (слика 1б)
- са хеликоидним вратилом - завојницом (слика 1в) и
- са паралелним клиповима (слика 1г).

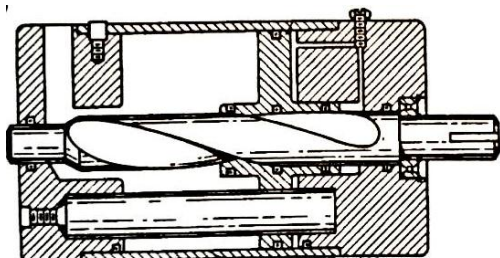
а)



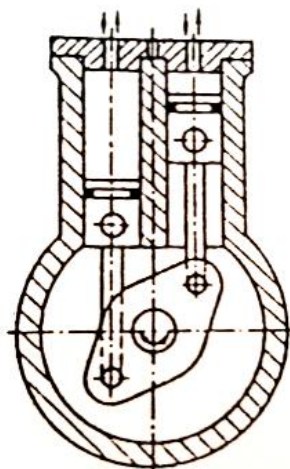
б)



в)



г)



Слика 1. Врсте клипних закретних хидромотора [3]

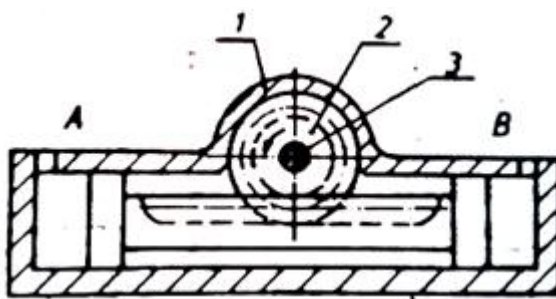
2.1.1 Закретни хидромотори са назубљеном клипњачом

Закретни хидромотор са назубљеном клипњачом (слика 2) састоји се из клипа двосмерног дејства, који у средини има зупчасту летву спрегнуту са зупчаником на излазном вратилу.

Трансформација хидрауличне у механичку енергију врши се за време кретања клипа у леву или десну страну. Када се радна течност под притиском доведе на прикључак (А), клип се помера у десно и закреће спрегнути зупчаник са излазним вратилом у смеру супротном од кретања казаљке на сату, као што је приказано стрелицом на поменутој слици. Уколико се радна течност доведе на прикључак (В), остварује се супротан смер закретања излазног вратила.

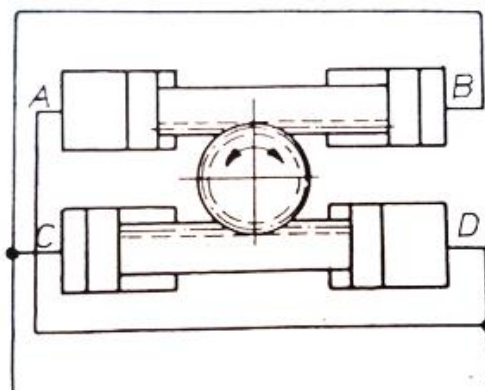
Угао закретања сразмеран је ходу клипа, и може да износи и више од 360° . Ход клипа, а самим тим и угао закретања, могу се ограничити помоћу вијка. [6]

Ефикасност закретних хидромотора са назубљеном клипњачом је од 85% до 92 %.



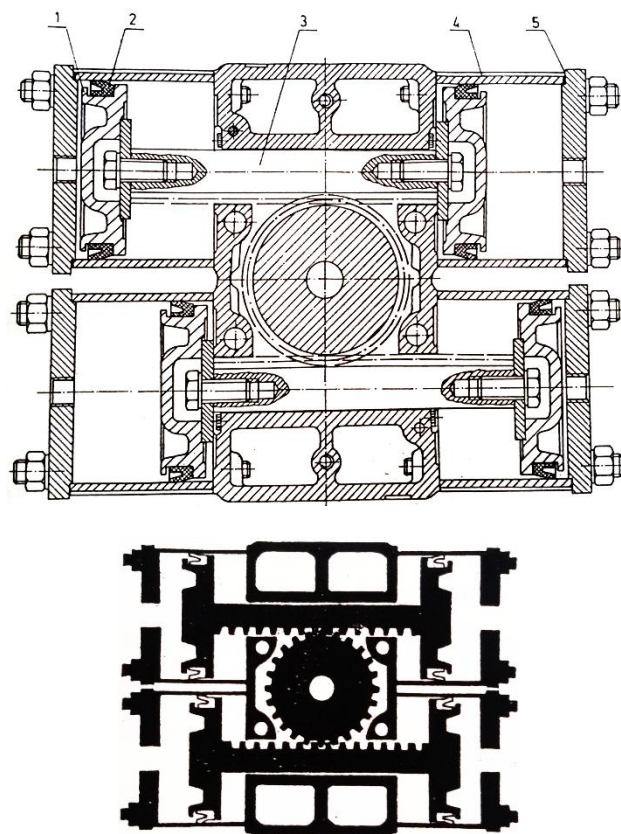
Слика 2. Закретни хидромотор са назубљеном клипњачом

Уколико је потребно остварити веће моменте ротације, у хидрауличке системе се уграђује закретни хидромотор са два клипа (слика 3). Ако се радна течност истовремено доводи на прикључке (А) и (Д), зупчаник са излазним вратилом се закреће у смеру кретања казаљке на сату. Обрнут смер закретања излазног вратила постиже се у случају када се течност доведе на преостала два прикључка. [10]



Слика 3. Закретни хидромотор са два клипа

На слици 4 приказан је закретни хидромотор са две назубљене клипњаче.

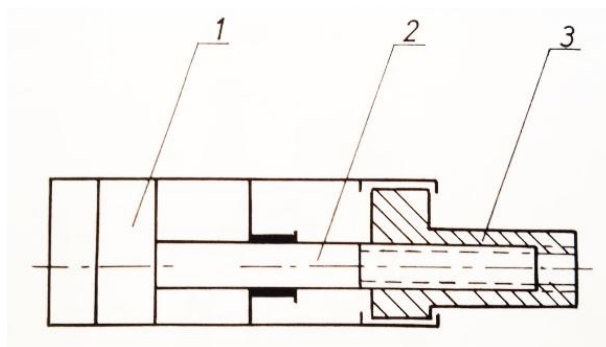


Слика 4. Закретни хидромотор са две назубљене клипњаче

1. клип, 2. заптивка на клипу, 3. зупчаста летва (клипњача), 4. тело цилиндра, 5. заптивка

2.1.2 Закретни хидромотори са завојницом

Код закретног хидромотора приказаног на слици 5, обртно кретање се остварује померањем клипњаче (2) са навојем. Овај навој залази у одговарајући чврсто фиксирани унутрашњи навој погонског рукавца (шупљег вратила) (3). [10]

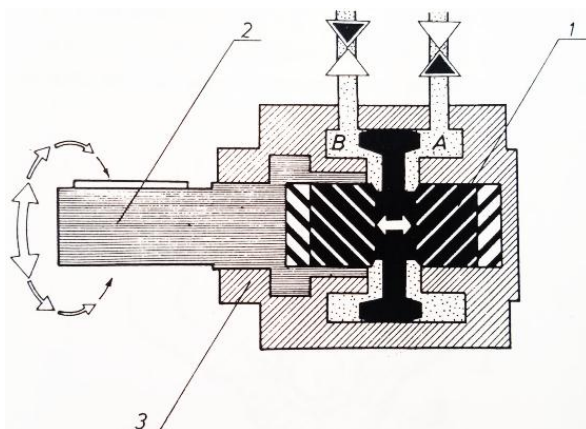


Слика 5. Закретни хидромотор са завојницом (клипњача са једним навојем)

Довођењем радне течности на чело клипа (1), клипњача започиње аксијално кретање, а истовремено се кроз навој остварује обртно кретање које се преноси погонском рукавцу.

Могућа је и конструкција закретног хидромотора (слика 6) код кога се обртно кретање врши помоћу два навоја (са углом од око 45°) на клипњачи (1) хидроцилиндра.

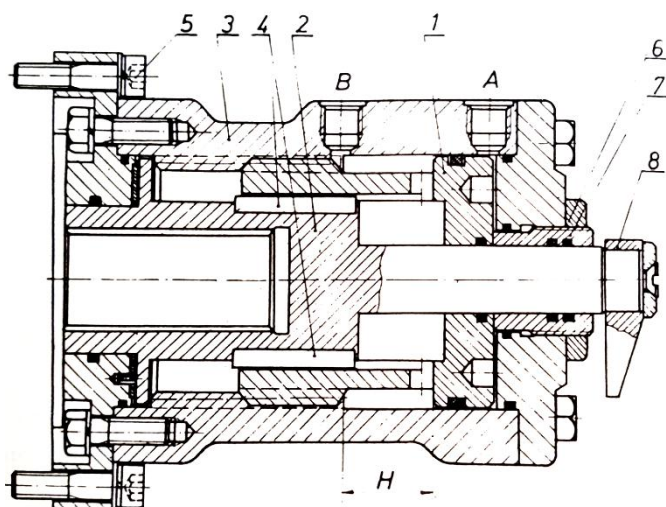
Када се радна течност доведе на чело клипа, клипњача почиње да се креће праволинијски, а кроз навој се јавља обртно кретање које се доставља погонском вратилу. [6]



Слика 6. Закретни хидромотор са завојницом (клипњача са два навоја)

Када се течност под притиском доведе на чело клипа (1) (слика 7) преко прикључка (А), он ће се, вођен навојном везом, са кућиштем (3) кретати према доњем крајњем положају. Будући да је клип преко клинова (4) клизним спојем везан са погонским вратилом (2), то ће вратило морати да прати обртно кретање клипа. Довођењем уља преко прикључка (В) обезбеђује се обрнут смер кретања. Величина обртног момента је иста за оба смера окретања, јер су и површине на које делује хидрауличка сила једнаке. Фино подешавање крајњег горњег положаја клипа, а тиме и вратила, могуће је увијањем или одвијањем регулатора (7) чиме се скраћује или продужава ход клипа. Заузети положај регулатора осигурава од нежељеног померања навртке (6). Максимални опсег регулисања угла закретања радног вратила, на овај начин, је $\pm 5^\circ$ код стандардних извођења.

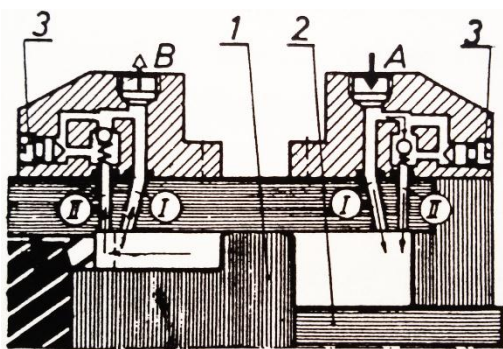
Преко вијака (5) и елипсастих отвора у којима су смештени могуће је подешавати положај целог мотора у односу на место уградње на $\pm 3^\circ$. [4]



Слика 7. Закретни хидромотор са завојницом

Брзина кретања клипа (1), односно окретање вратила (2) може се регулисати ако то услови експлоатације захтевају. На слици 8 приказано је једно од извођења којим је могуће постићи овакву регулацију кретања. Радна течност преко прикључка (I) и неповратног вентила отвором (II) долази на чело клипа. Клип ће се кретати с десна у лево оном брзином коју му допушта истицање флуида кроз отвор (I) и прикључак (B). Жељена брзина кретања клипа може се добити одговарајућим избором попречног пресека отвора (I). Када клип крећући се према крајњем положају преклопи отвор, флуид мора истицати преко отвора (II), односно подесивог пригушника (3).

На овај начин, стварањем хидрауличног јастука, добија се меко заустављање клипа у крајњем положају. Пошто је мотор двосмерног дејства, циклус се понавља у супротном смеру довођењем флуида на прикључак (B).



Слика 8. Регулација брзине кретања клипа

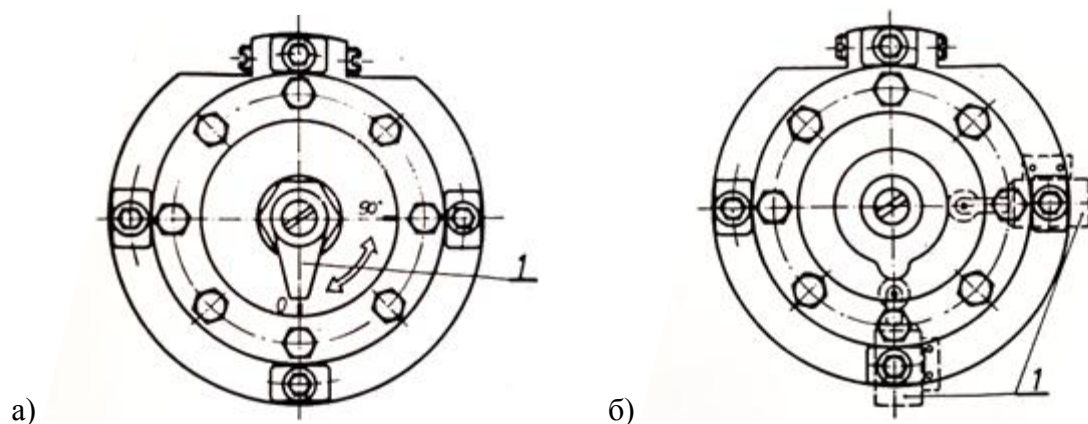
Неретко се код закретних мотора јавља проблем контроле угла за који је мотор закренут, тј. да ли је он у крајњем или неком од међуположаја. Могуће је решити га на више начина.

Када је закретни мотор близу командног пулта, угао закретања се може контролисати визуелно тако што се на излазу радног вратила монтира показивач (1) (слика 9а).

У случају мотора уграђеног на месту где је визуелна контрола немогућа, проблем се решава уградњом запреминског мерача протока са баждареном скалом од нула до пуног угла закретања. При томе, мерач протока се може поставити на погодно месту у командном пулту.

На слици 9б приказано је још једно од могућих извођења сигнализације положаја радног органа мотора. Наиме, уместо показивача у виду стрелице, монтира се брегаста плоча која преко микропрекидача или неког другог давача сигнала сигнализира крајње положаје мотора. [4]

Наравно, постоје и други начини за контролу положаја, а експлоатациони услови одређују који од њих ће бити примењен.



Слика 9. а) Шематски приказ показивача који се монтира на излаз радног вратила
б) Шематски приказ брегасте плоче која се монтира на излаз радног вратила

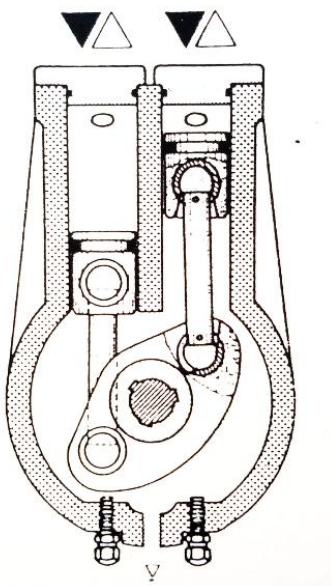
Ови закретни хидромотори су направљени од материјала који дозвољавају рад у агресивној атмосфери. Могу да раде на отвореном простору изложени утицају атмосфере, а такође и уроњени у уље или воду. [5]

Имају висок запремински степен искоришћења, миран и бешуман рад. Опсег радних температура је од $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Предвиђени су за рад са уљем као радном течношћу. [13]

2.1.3 Закретни хидромотори са паралелним клиповима

Ово конструктивно решење је омогућено паралелним постављањем клипова који су клипњачама повезани са клацкалицом која покреће вратило (слика 10). Уље се доводи наизменично изнад једног, па изнад другог клипа који обрћу вратило за одређени угао.

Момент код овог типа хидромотора зависи од угла закретања вратила. Он је због овакве конструкције ограничен на 100° . [7]

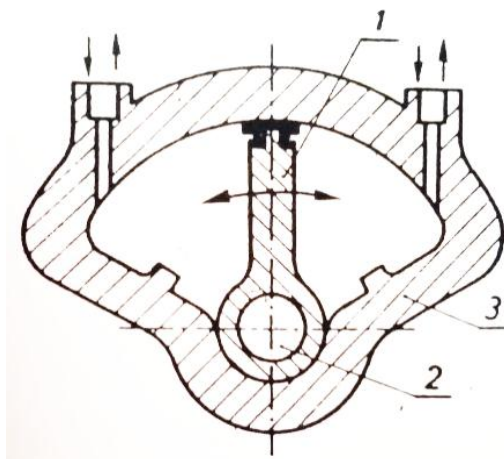


Слика 10. Закретни хидромотор са паралелним клиповима

2.2 Крилни закретни хидромотори

Крилни закретни хидромотор (слика 11) је запремински хидромотор код кога се радни орган (крилце) наизменично обрће у односу на тело, па се користи за угаоно померање погонских склопова. Овај хидромотор се назива и цилиндар обртног кретања или „квадрант“.

Састоји се из радијалног крилца (1), вратила (2) и кућишта (3). Крилце је чврсто везано за вратило цилиндра и раздваја радну запремину на два дела. Ове две коморе повезане су цевоводима са пумпом и резервоаром.



Слика 11. Закретни хидромотор са крилцем [2]

Принцип функционисања овог хидромотора је врло једноставан. Наиме, када се радна течност доводи са леве стране, крилце се заједно са вратилом закреће на десну страну. Довођење течности са десне стране омогућава супротан смер кретања крилца.

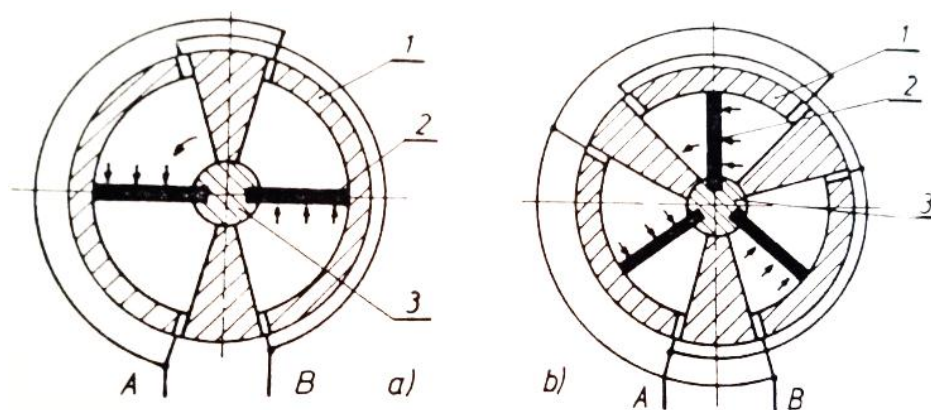
Момент који врши ово закретање је константан дуж целог хода крилца и зависи од притиска уља, површине крилца и унутрашњег пречника кућишта. [2]

Упркос једноставном принципу рада, заптивање захтева комплексно решење.

Радни цилиндри обртног дејства могу се практично сматрати моторима без инерције, који су способни да развију велике торзионе моменте при свим брзинама кретања. [10]

Могућа је и уградња више крилаца. На тај начин се момент инерције повећава пропорционално повећању броја крилаца, али се притом смањује и угао закретања. [14]

На слици 12 приказан је пресек закретног хидромотора са два и три крилца.

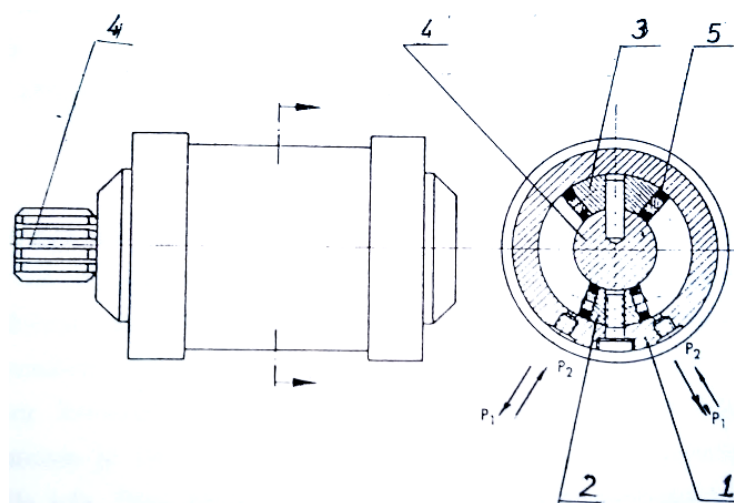


Слика 12. Пресек закретног хидромотора

а) са два крилца, б) са три крилца

1. кућиште, 2. крилце, 3. вратило

На слици 13 приказан је закретни хидромотор који се састоји од: кућишта цилиндра (1), раздвојног клипа (2) који дели кућиште на две коморе, ротационог крила (3) које је чврсто везано за вратило (4) и заптивке (5). Преношење оптерећења са вратила на кућиште мотора, као и обезбеђивање неометаног обртања вратила остварује се игличастим котрљајним лежачевима или клизним лежишћима. Заптивање је извршено специјалним манжетним заптивачем. Радни притисак износи 100 bar, а угао закретања је 280° .



Слика 13. Закретни хидромотор са ротационим крилом [6]

3. ПРОРАЧУН ЗАКРЕТНИХ ХИДРОМОТОРА

3.1 Параметри механичке снаге

Параметри механичке (корисне) снаге на излазу из закретног хидромотора, P_{mz} [W] су обртни момент на вратилу закретног хидромотора, M_z [N·m] и угаона брзина вратила закретног хидромотора, ω_z [rad/s]:

$$P_{mz} = M_z \cdot \omega_z, \quad (3.1)$$

који су одређени изразима:

$$M_z = M_{tz} \cdot \eta_{mz} \quad (3.2)$$

и

$$\omega_z = \omega_{tz} \cdot \eta_{vz}, \quad (3.3)$$

где су:

M_{tz} [N·m] – теоријски обртни момент на вратилу закретног хидромотора,

ω_{tz} [rad/s] – теоријска угаона брзина вратила закретног хидромотора,

η_{mz} [-] – механички степен корисности закретног хидромотора и

η_{vz} [-] – запремински степен корисности закретног хидромотора. [3]

За различите типове закретних хидромотора, теоријски обртни момент и теоријска угаона брзина се рачунају по различитим изразима.

3.1.1 Клипни закретни хидромотори

За све клипне закретне хидромоторе важе општи изрази за теоријски обртни момент и теоријску угаону брзину:

$$M_{tz} = \Delta p \cdot A_z \cdot x_z \quad (3.4)$$

и

$$\omega_{tz} = \frac{Q_z}{A_z \cdot x_z}, \quad (3.5)$$

где су:

Δp [bar] – разлика притисака радне течности на улазу и излазу из хидромотора,

Q_z [m³/s] – радне течности на улазу и излазу из хидромотора,

A_z [m²] – површина чела клипа закретног хидромотора,

x_z [m] – полупречник подеоног круга зупчаника (са назубљеном клипњачом) / растојање између оса клипњаче и вратила (са кривајним маханизмом) / полупречник хеликоидног вратила (са хеликоидним вратилом). [3]

3.1.2 Закретни хидромотори са крилцима

За израчунавање теоријског обртног момента и теоријске угаоне брзине код крилних закретних хидромотора примењују се изрази:

$$M_{tz} = z \cdot \Delta p \cdot b \cdot \frac{R^2 - r^2}{2} \quad (3.6)$$

и

$$\omega_{tz} = \frac{2 \cdot Q_z}{z \cdot b \cdot (R^2 - r^2)} \quad (3.7)$$

где су:

z [-] – број крилаца,

b [m] – ширина крилаца,

R [m] – полупречник крилца и

r [m] – полупречник главчине вратила. [3]

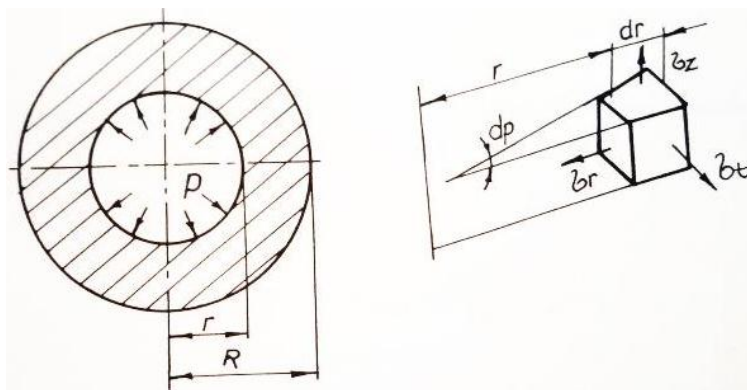
3.2 Димензионисање дебљине зида кућишта закретног хидромотора

Дебљина зида кућишта закретног хидромотора се прорачунава на основу унутрашњег притиска радне течности, а занемарује се утицај температуре, спољашњих сила и слично. [5]

Кућиште се посматра као дебелозидна посуда ако је однос спољашњег и унутрашњег пречника већи од 1,18. Из теорије еластичности је познато да у затвореним дебелозидним цилиндричним посудама, изложеним унутрашњем притиску p [Pa], на зидове цилиндра делују:

- радијални напон, σ_r [Pa],
- тангенцијални, σ_t [Pa] и
- напон у аксијалном правцу, σ_z [Pa]. [12]

Правац деловања ових напона у елементарном сегменту зида кућишта приказан је на слици 14.



Слика 14. Деловање напона σ_r , σ_t и σ_z у зиду цилиндра [12]

Главни нормални напони, σ_r и σ_t , одређују се по Ламеовим (Lamè) једначинама:

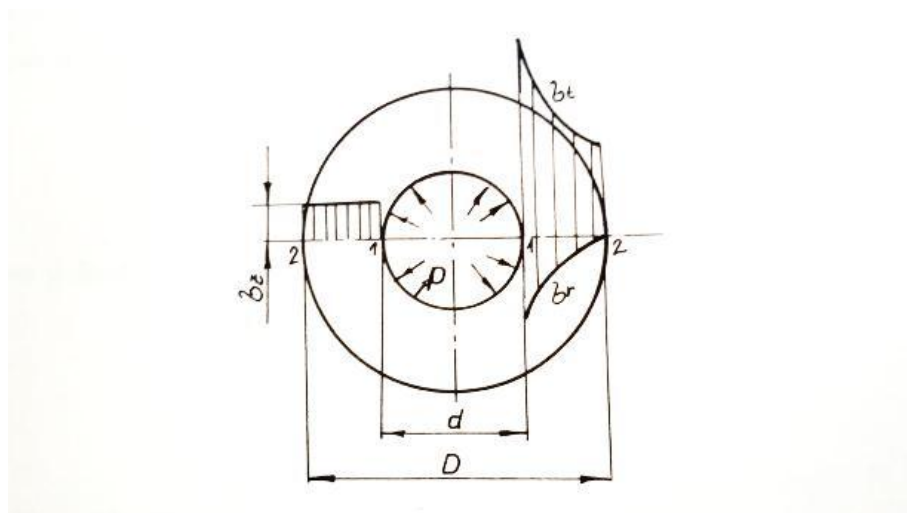
$$\sigma_r = \frac{p \cdot r^2}{R^2 - r^2} \cdot \left(1 - \frac{R^2}{r_a^2}\right) \quad (3.8)$$

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r^2}{R^2 - r^2} \cdot \left(1 + \frac{R^2}{r_a^2}\right) \quad (3.9)$$

Напон у аксијалном правцу је:

$$\sigma_z = \frac{p \cdot r^2}{R^2 - r^2} \quad (3.10)$$

Распоред напона σ_r , σ_t и σ_z по попречном пресеку приказан је на слици 15.



Слика 15. Дијаграм распореда напона σ_r , σ_t и σ_z код деловања унутрашњег напона [12]

За $r_a = r$, напони имају вредност:

$$\sigma_{rmax} = -p, \quad (3.11)$$

$$\sigma_{tmax} = \frac{p \cdot (R^2 + r^2)}{R^2 - r^2} \quad (3.12)$$

а за $r_a = R$:

$$\sigma_{rmin} = 0, \quad (3.13)$$

$$\sigma_{tmin} = \frac{2 \cdot p \cdot r^2}{R^2 - r^2} \quad (3.14)$$

Напон σ_z је равномерно распоређен по површини попречног пресека кућишта.

Код прорачуна кућишта од кртих материјала (нпр. ливено гвожђе), примењује се теорија највећих једноосних деформација. Према овој теорији, при провери чврстоће мора бити задовољен услов: [15]

$$\sigma_e = \sigma_1 - \mu_p \cdot (\sigma_2 + \sigma_3) \leq \sigma_d \quad (3.15)$$

Сагласно овој теорији, еквивалентни напон σ_e биће једнак:

$$\sigma_e = \sigma_{tmax} - \mu_p \cdot (\sigma_z + \sigma_{rmax}) \quad (3.16)$$

где су:

μ_p [-] – Поасонов (Poisson) коефицијент (за челик 0,3) и

σ_d [МПа] – дозвољено напрезање материјала зида кућишта хидромотора.

Ако се у једначину (3.16) уврсте изрази за σ_{tmax} , σ_z , σ_{rmax} , и за $\mu_p=0,3$ добиће се:

$$\sigma_d = \frac{1,3 \cdot p \cdot R^2 + 0,4 \cdot p \cdot r^2}{R^2 - r^2} \quad (3.17)$$

Из ове једначине следи:

$$R = r \cdot \sqrt{\frac{\sigma_d + 0,4 \cdot p}{\sigma_d - 1,3 \cdot p}} + a \quad (3.18)$$

Дебљина зида кућишта, δ [m] је:

$$\delta = R - r = r \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_d + 0,4 \cdot p}{\sigma_d - 1,3 \cdot p}} \right) + a \quad (3.19)$$

где је:

a [m] – додатна величина чија се вредност креће $(0,3 \div 1) \cdot 10^{-2}$.

Пошто оптерећење има обично променљив и често ударни карактер, узима се да је за ливено гвожђе $\sigma_d = 15$ МПа. Код мирног рада, при малим бројевима обртаја, σ_d може бити повећано до 25 МПа. [11]

Код прорачуна кућишта од материјала као што су челик, бронза и сл. може се применити теорија највећих тангентних напона или енергетска теорија (теорија ХМХ).

Према теорији највећих тангентних напона, величина еквивалентног напона одређена је релацијом: [15]

$$\sigma_e = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_d \quad (3.20)$$

односно:

$$\sigma_e = \sigma_{tmax} - \sigma_{rmax} \leq \sigma_d \quad (3.21)$$

Када се у израз (3.21) уврсте изрази за σ_{tmax} и σ_{rmax} , добиће се за гранични случај $\sigma_e = \sigma_d$:

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot p \cdot R^2}{R^2 - r^2} \quad (3.22)$$

одакле је:

$$R = r \cdot \sqrt{\frac{\sigma_d}{\sigma_d - 2 \cdot p}} + a \quad (3.23)$$

Дебљина зида кућишта хидромотора је:

$$\delta = R - r = r \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_d}{\sigma_d - 2 \cdot p}} - 1 \right) + a \quad (3.24)$$

Према теорији ХМХ, израз за еквивалентни напон је:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \sigma_d, \quad (3.25)$$

односно:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{tmax} - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_{rmax})^2 + (\sigma_{rmax} - \sigma_{tmax})^2]} \leq \sigma_d \quad (3.26)$$

Када се у израз (3.26) уврсте изрази за σ_z , σ_{rmax} , σ_{tmax} , и за гранични случај $\sigma_e = \sigma_d$, добиће се:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{3} \cdot p \cdot R^2}{R^2 - r^2}, \quad (3.27)$$

$$R = r \cdot \frac{\sigma_d}{\sigma_d - \sqrt{3} \cdot p} + a \quad (3.28)$$

Дебљина зида кућишта хидромотора одређена је релацијом:

$$\delta = R - r = r \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_d}{\sigma_d - \sqrt{3} \cdot p}} - 1 \right) + a, \quad (3.29)$$

а дебљина прирубнице кућишта, $\delta_1 [m]$ је:

$$\delta_1 = (1,3 - 1,5) \cdot \delta \quad (3.30)$$

Дозвољени напон за челични лим има вредност $\sigma_d = (35 - 55)$ МПа, а за ковани челик $\sigma_d = (80 - 100)$ МПа. [11]

Прорачун дебљине зида кућишта може се извршити на основу познате једначине из Отпорности материјала:

$$\delta = \frac{d \cdot p_{max} \cdot S}{200 \cdot \sigma_{doz}} \quad (3.31)$$

где су:

d [m] – унутрашњи пречник кућишта,

p_{max} [bar] – максимални притисак,

S [-] – степен сигурности ($S \approx 3$). [12]

Дебљина зида кућишта једнослојног цилиндра са танким зидом може се израчунати по формули Ламеа. Цилиндар танких зидова представља цилиндар чија минимална дебљина зида није већа од $\delta = (6 \div 8)$ mm. У општем случају, под цилиндром танких зидова подразумева се цилиндар код кога је однос спољашњег и унутрашњег полупречника, $R/r \leq 1,18$. [12]

Дебљина зида кућишта израђених од кртих материјала (ливено гвожђе и друго) прорачунава се према следећој формули:

$$\delta = \frac{d}{2} \cdot \left[\sqrt{\frac{\sigma + p}{\sigma - p}} - 1 \right] \quad (3.32)$$

При димензионисању кућишта од жилавијих материјала, нпр. од челика, користи се Бирнијева (Birnie) једначина:

$$\delta = \frac{d}{2} \cdot \left[\sqrt{\frac{\sigma + p \cdot (1 - \mu_p)}{\sigma - p \cdot (1 + \mu_p)}} - 1 \right] \quad (3.33)$$

Дебљина зида кућишта при односу $R/r \leq 1,18$ може се израчунати по упрошћеној формули:

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma} \quad (3.34)$$

Дебљина дна кућишта може се одредити по следећим формулама:

- за равно дно

$$s = 0,405 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma}} \quad (3.35)$$

- за сферно дно

$$s = \frac{p \cdot d}{4 \cdot \sigma} \quad (3.36)$$

4. КОНСТРУКТИВНА ИЗВОЂЕЊА И ТЕХНОЛОШКЕ МОГУЋНОСТИ

4.1 Избор материјала за израду закретних хидромотора и квалитет обраде

Тела закретних хидромотора израђују се од бешавних цеви, а за пречнике до 80 mm користе се хладно вучене или хладно ваљане цеви. Цеви су израђене од челика (Ћ 1212, Ћ1313, Ћ1402, Ћ3100). Унутрашња површина кућишта цилиндра може бити премазана термофен безбојним лаком ради заштите од корозије, а значајно утиче и на смањење трења манжете о зидове кућишта цилиндра. Како би се повећала површинска тврдоћа унутрашње радне површине кућишта, врши се њено хромирање електролитичким путем са дебљином хромог слоја од 0,2 mm. [8]

Поклопци могу бити израђени од легура алуминијума, обрађени или ливени под притиском.

Клип цилиндра за мање пречнике израђује се од легуре Al, а за веће пречнике од челика. Може се израдити и ливењем уколико се ради о великим серијама.

Пошто треба да пренесе силу са клипа, клипњача је изложена извијању, а код цилиндра двосмерног дејства оптерећена је и на истезање. Због тога се израђује од челика за побољшање. Како би се заштитила од корозије, клипњача се подвргава галванизацији, а у одређеним случајевима се хромира. Хромирање такође повећава отпорност на хабање и смањује коефицијент трења, који је за хромиране делове око два пута мањи од коефицијента трења нехромираних челичних делова. Максимална дебљина хромне превлаке после брушења треба да је око 0,05 mm. [5]

Квалитет обраде радних површина (клипова, клипњача и унутрашњих површина кућишта цилиндра) треба да одговара квалитету N6. У извесним мање важним случајевима, квалитет обраде радних површина треба да одговара квалитету N7.

4.2 Заптивање закретних хидромотора

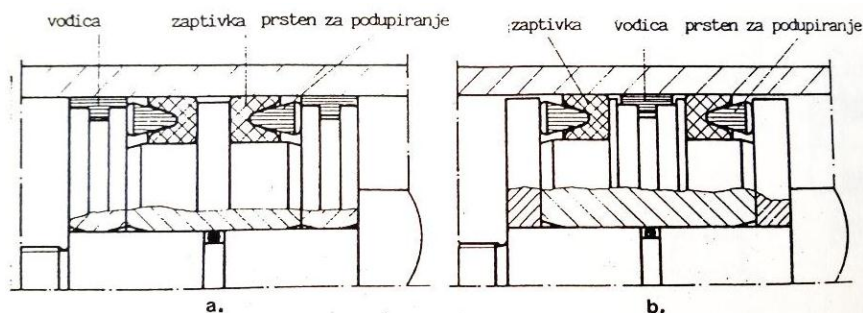
При конструисању закретних хидромотора главни проблем представља њихово заптивање, а оно је неопходно како би се обезбедили основни параметри хидрауличке снаге (притисак и проток).

Код клипних закретних хидромотора клип цилиндра са заптивкама клизи по фино обрађеној површини (храпавост $R_{max} < 2 \mu m$). [6]

Унапређене конструкције клипа носе на себи прстен од термопласта (најчешће тефлон) који служи као вођица (слика 16). [5]

За заптивање на клипу и клипњачи примењују се:

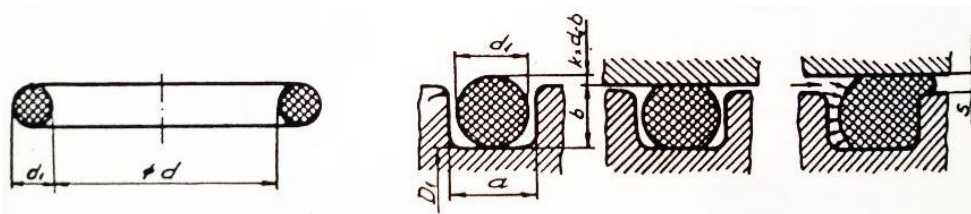
- заптивке у облику O – прстена са кружним пресеком,
- ожљебљени прстенови – манжете.



Слика 16. Унапређене конструкције клипа цилиндра [4]

4.2.1 Заптивке кружног пресека

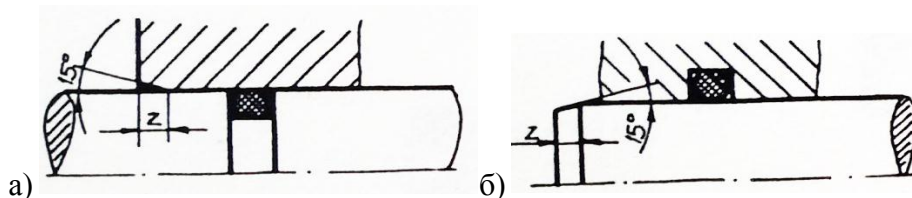
Функција заптивања ове заптивке (слика 17) заснива се на контролисаној деформацији попречног пресека, $K = d_1 - b$. Под дејством притиска кружни пресек се трансформише у облик профила жљеба.



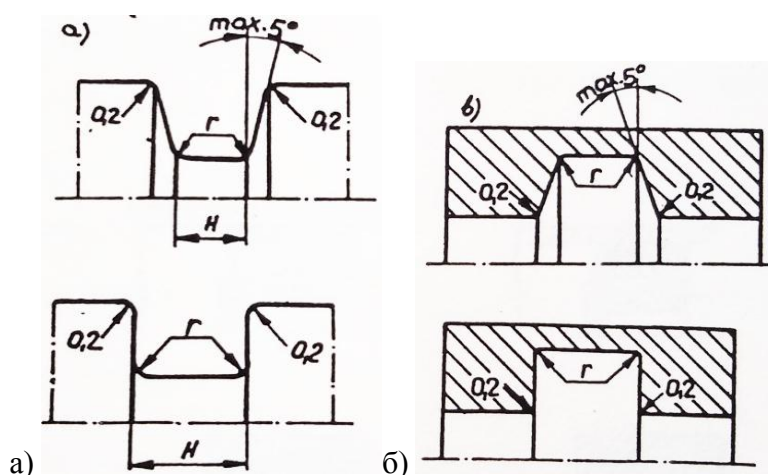
Слика 17. Заптивка кружног пресека

Могућа су два начина уградње: у жљеб клипа (слика 18а) или у зглоб цилиндра (слика 18б). Облик жљебова приказан је на слици 19. Ширина жљеба (H) треба да је за око 20% већа од пречника (d_1) заптивке, како би уље под притиском могло да „нападне“ што већу површину заптивке, а поред тога и да би се створио простор за евентуално „бубрење“ заптивке услед хемијских утицаја радне течности. Квалитет заптивања и век заптивке у великој мери зависи од тачности израде жљеба.

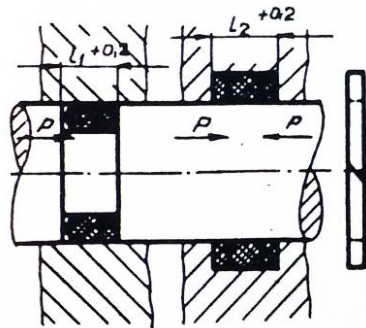
При притиску већем од 150 бар заптивка се увлачи у зазор (s) при чему се може оштетити (слика 17). У таквим случајевима O – прстен се уграђује заједно са заштитним прстеном (слика 20). Заштитни прстен се израђује од тефлона или других термопластичних материјала. Има облик равног прстена расеченог на једном месту. Уграђује се тако да се заптивка под притиском ослања на њега. При двосмерном оптерећењу морају се уградити прстенови са обе стране заптивке. [4]



Слика 18. Начини уградње заптивке кружног пресека
а) у жљеб клипа, б) у зглоб цилиндра

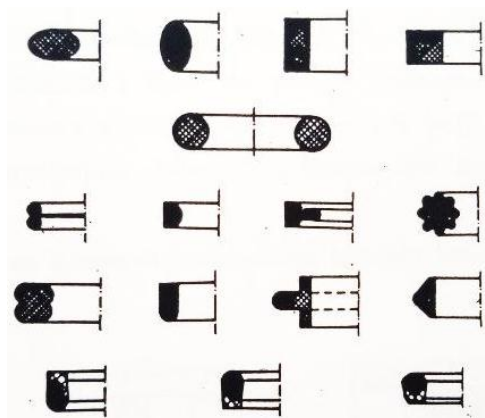


Слика 19. Приказ облика жљебова



Слика 20. О – прстен са заштитним прстеном

Недостатак О – прстена, који се огледа у недовољној стабилности положаја при динамичком заптивању (склоност ка упредању унутар жљеба под дејством силе трења), може се отклонити савременим решењима истог (слика 21). [7]



Слика 21. Развојни пут О – прстена

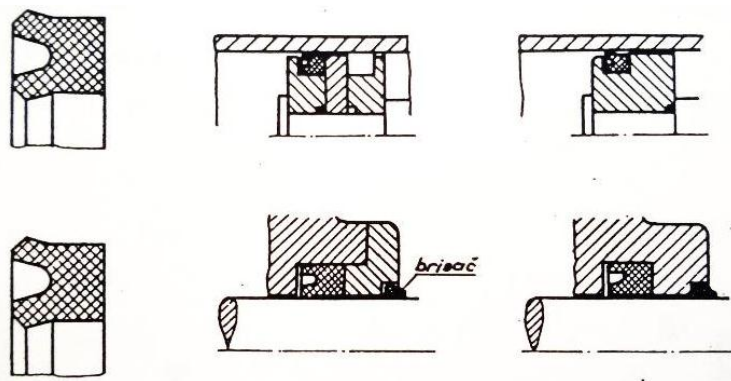
4.2.2 Ожљебљени прстенови манжете

Манжета је заптивни елемент у облику прстена са специјално обликованим пресеком, који омогућава да заптивка одређеним деловима свог профила – уснама пријања на додирне металне делове склопа, и тиме остварује заптивање. Пријањање и

ефикасност заптивања расту са порастом притиска. Манжете се израђују од различитих материјала: гуме, пластике, гумиране тканине, азбеста, и др. Имају могућност ефикасног заптивања при релативно великим зазорима, $(0,1 \div 1) \text{ mm}$ и високим притисцима, $(440 \div 500) \text{ bar}$. [11]

Усавршавањем манжете развијен је велики број специфичних решења за одређене услове уградње, али сва та решења у основи имају један од два основна облика профила: „U“ или „V“.

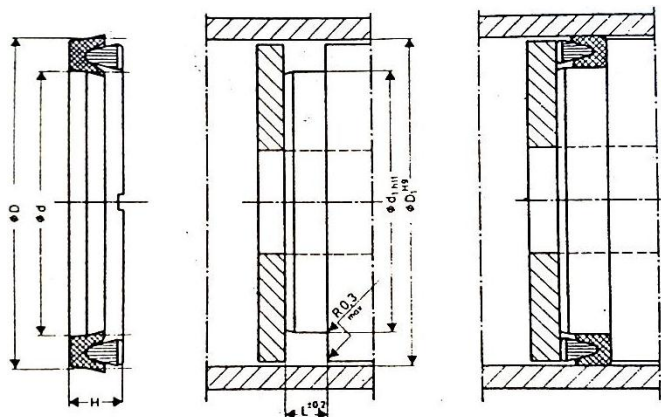
Манжета „U“ облика са симетричним профилем (слика 22) погодна је за уградњу на клиповима и клипњачама цилиндра. У зависности од врсте материјала и температуре, притисци могу бити и до 400 bar . Зазори се крећу у границама $(0,2 \div 0,6) \text{ mm}$, при чему већем притиску одговара мањи зазор. [7]



Слика 22. Манжета „U“ облика са симетричним профилем

За заптивање на клиповима и клипњачама користи се и манжета „U“ облика са симетричним профилем, ојачана тканином по целом пресеку и гуменим потпорним прстеном који се монтира у жљеб манжете (слика 22). Гумени прстен обезбеђује преднапон на „уснама“ манжете и тиме се постиже ефикасно заптивање при нижим притисцима. Разуме се да су при високим притисцима ефекти заптивања још бољи због дејства притиска. Захваљујући добром подмазивању које омогућава тканина на клизној површини, трење заптивке је мало.

На слици 23 приказани су конструктивни односи између клипа и кућишта цилиндра.



Слика 23. Конструктивни односи између клипа и кућишта цилиндра

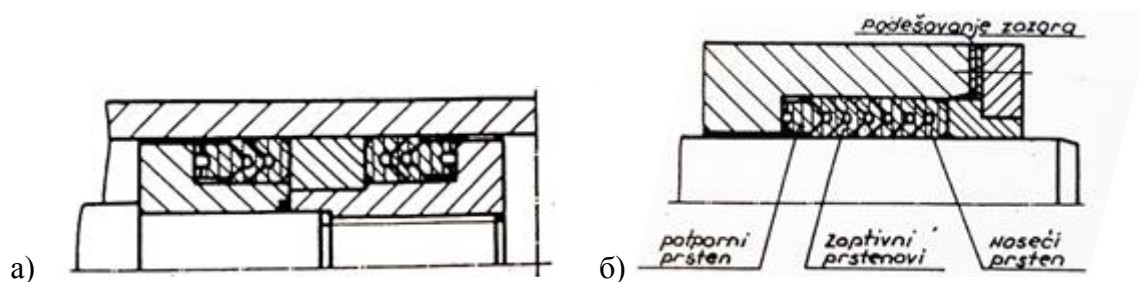
Манжете „V“ облика израђују се у виду прстена са симетричним профилем и не уграђују се појединачно, већ као заптивни комплет. Број прстенова зависи од места уградње, величине и карактера притиска, и спољашњег оптерећења. Структура прстенова је различита (слика 24) по облику и врсти материјала: један или више заптивних прстенова (гума, пластика или импрегнирано платно), један носећи (заштитни) прстен (импрегнирано платно, пластика или метал) и један потпорни прстен (импрегнирано платно, пластика, метал).

Овај заптивни комплет одликује се трајношћу и при најтежим условима динамичког оптерећења, какви се срећу у хидраулици за грађевинске и пољопривредне машине, на пресама и у бродоградњи.



Слика 24. Заптивни комплет

На слици 25 приказан је начин уградње комплет заптивки на клип цилиндра (а) и вођицу клипњаче (б).



Слика 25. Начин уградње комплет заптивки
а) на клип цилиндра, б) на вођицу клипњаче [4]

5. ПРИМЕР ПРОРАЧУНА ЗАКРЕТНОГ ХИДРОМОТОРА СА НАЗУБЉЕНОМ КЛИПЊАЧОМ

У овом делу приказан је прорачун закретног хидромотора са назубљеном клипњачом (слика 26).

Основни конструктивни и радни параметри закретног хидромотора су:

- унутрашњи пречник хидроцилиндра: $D = 120 \text{ mm}$
- ход клипа: $h = 1500 \text{ mm}$
- радни притисак: $p = 240 \text{ bar}$
- површина клипа:

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 0,01131 \text{ m}^2$$

- сила на клипу: $F = p \cdot A = 271,44 \cdot 10^3 \text{ N}$
- брзина кретања клипа: $v = 0,5 \text{ m/s}$ (усвојена вредност)
- проток радне течности: $Q = v \cdot A = 5,66 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
- угао закретања излазног вратила: $\varphi = 740^\circ$
- модул зупчаника: $m = 6 \text{ mm}$
- пречник подеоног круга зупчаника:

$$D_0 = \frac{h \cdot 360^\circ}{\varphi \cdot \pi} = 232,28 \text{ mm}$$

$$z = \frac{D_0}{m} = 38,71$$

Усвојено је $z = 39$,

где је z [-] – број зуба зупчаника

$$D_o = z \cdot m = 234 \text{ mm}$$

- пречник подножног круга зупчаника: $D_p = D_0 - 2,4 \cdot m = 219,6 \text{ mm}$
- пречник теменог круга зупчаника: $D_t = D_0 + 2 \cdot m = 246 \text{ mm}$
- висина зуба зупчаника:
 - темена висина, $h_t = m = 6 \text{ mm}$
 - подножна висина, $h_p = 1,2m = 7,2 \text{ mm}$
- корак зуба: $t = m \cdot \pi = 18,85 \text{ mm}$
- ширина зуба зупчаника једнака је ширини међузубља:

$$s = e = \frac{t}{2} = 9,425 \text{ mm}$$

- обртни момент на излазном вратилу (торзиони момент јер је вратило изложено увијању):

$$T_t = F \cdot \frac{D_0}{2} = 31,77 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- угаона брзина излазног вратила:

$$\omega = \frac{2 \cdot Q}{A \cdot D_0} = 4,274 \text{ rad/s}$$

- пречник излазног вратила

Вратила код којих су моменти савијања занемарљиво мали или једнаки нули изложена су само дејству момента увијања и називају се „лака вратила“. [11]

Код пуних вратила кружног попречног пресека напон на увијање је одређен изразом:

$$\tau_t = \frac{T_t}{W_p} = \frac{16 \cdot T_t}{d^3 \cdot \pi} \leq \tau_{doz}$$

где је:

$W_p [\text{mm}^3]$ – поларни отпорни момент. [11]

На основу претходног, следи израз за пречник лаквих вратила:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_t}{\pi \cdot \tau_{doz}}} \approx \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_t}{\tau_{doz}}} = 145 \text{ mm}$$

при чему је:

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{Dt(0)}}{K \cdot S} = 52,08 \text{ MPa}$$

где су:

$\tau_{Dt(0)}$ [MPa] – увојна издржљивост,

$\tau_{Dt(0)} = (220 \div 270) \text{ MPa}$ за Č0745. Усваја се $\tau_{Dt(0)} = 250 \text{ MPa}$;

$K [-]$ – фактор који зависи од облика вратила и пресека,

За вратило са жлебом за клин $K = 2,2 \div 2,6$. Усваја се $K = 2,4$.

$S [-]$ – степен сигурности, $S = 1,5 \div 2,5$. Усваја се $S = 2$. [11]

Прорачуната вредност пречника се усклађује са првом ближом стандардном вредношћу, према Табели 6.5.7 [11]

Усвојено је $d = 150 \text{ mm}$.

Кућиште закретног хидромотора се израђује од Č 1530.

Да би се повећала површинска тврдоћа, унутрашња површина кућишта се хромира дебљином хромног слоја од $0,2 \text{ mm}$.

Дебљина зида цеви кућишта закретног хидромотора је:

$$\delta = \frac{D}{2} \cdot \left[\sqrt{\frac{\sigma + p \cdot (1 - 2 \cdot \mu_p)}{\sigma - p \cdot (1 - 2 \cdot \mu_p)}} - 1 \right]$$

Сада једначина постаје:

$$\delta = \frac{D}{2} \cdot \left[\sqrt{\frac{\sigma_d + 0,4 \cdot p}{\sigma_d - 1,3 \cdot p}} - 1 \right] = 13,69 \text{ mm}$$

при чему је:

$$\sigma_d = \frac{\sigma}{S} = 210 \text{ MPa}$$

Затезна издржљивост за Č 1530 је $\sigma = 420 \text{ MPa}$. [11]

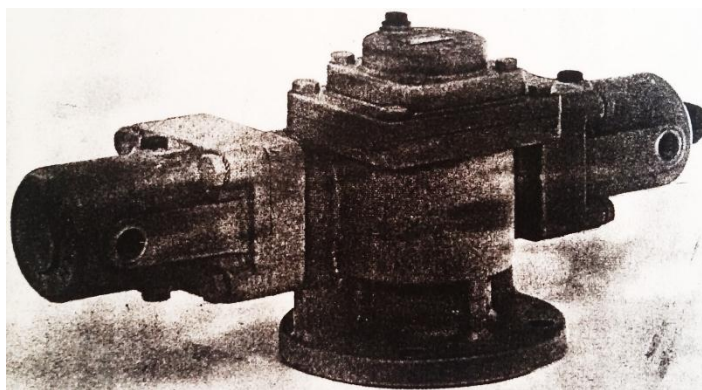
Усвојено је $\delta = 14 \text{ mm}$.

Клипњача се израђује од Č 4732. Површина клипњаче се хромира да би се повећала површинска тврдоћа. Има облик зупчасте летве и у захвату са зупчаником закреће погонско вратило за одређени угао.

Брушене површине и зупце треба индукционо калити на дубини од 1,5 mm.

Прирубница се израђује од Č 4730 и вари се на цев кућишта.

Заптивање клипа и клипњаче врши се О – прстеновима и манжетним заптивачима.

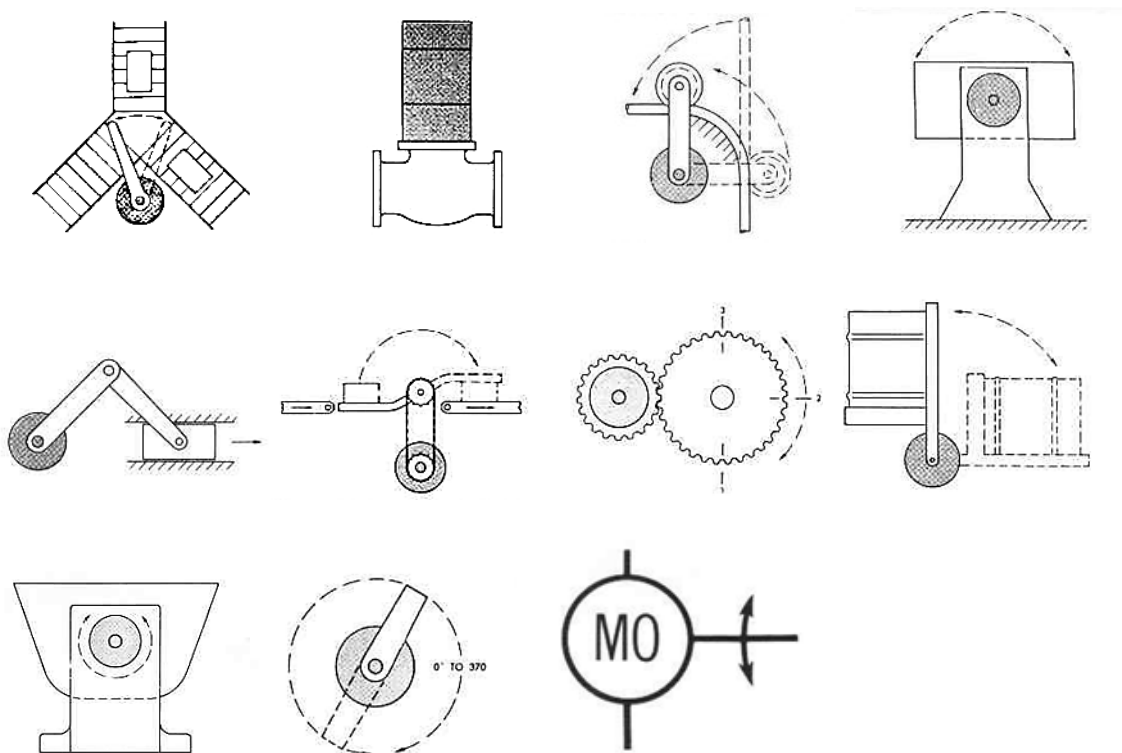


Слика 26. Закретни хидромотор са назубљеном клипњачом

6. ПРИМЕНА ЗАКРЕТНИХ ХИДРОМОТОРА

Као извршни органи закретни хидромотори се примењују за ограничено угаоно померање погонских склопова. Користе се за отварање и затварање лептирастих и лоптастих вентила, за позиционирање при заваривању, подизање, истовар. Уграђују се код грађевинских машина за покретање грајфера, код крмених уређаја у бродоградњи и сл. Примену су нашли и у индустрији где је линијска производња: за додавање материјала, код специјализованих машина за савијање цеви већих димензија, за пребацивање комада са радног стола на хоризонталну траку конвејера. Постоје решења специјалних утоварних платформи са закретним мотором као радним органом. [7]

На слици 27 приказани су неки случајеви у којима се примењују закретни хидромотори.



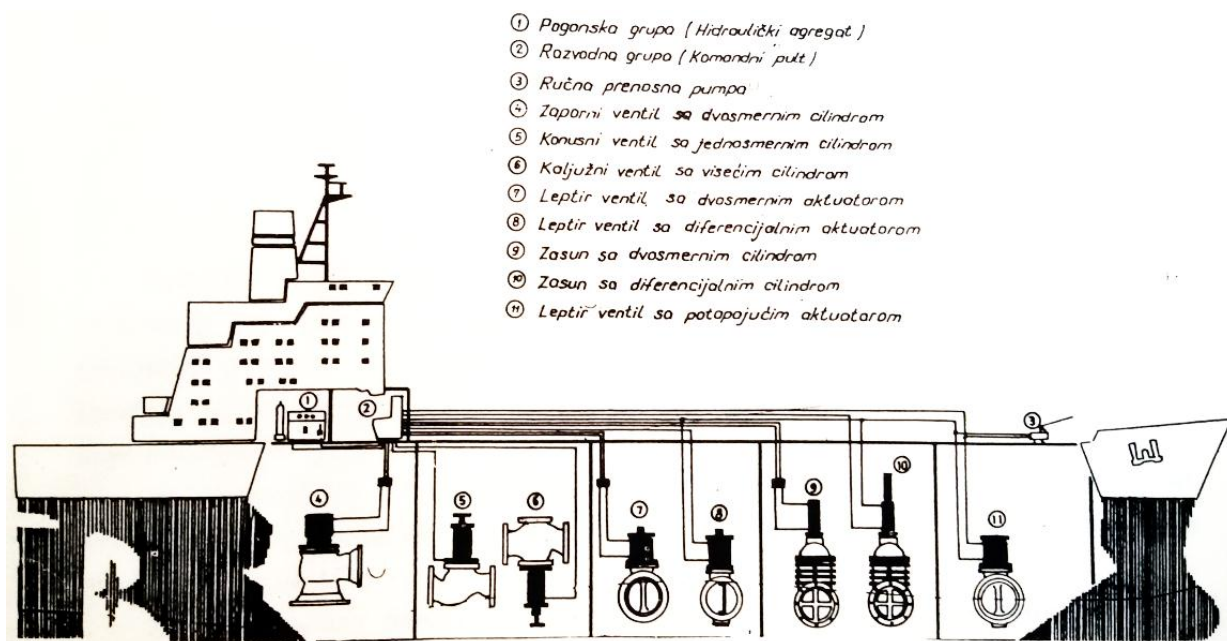
Слика 27. Примена закретних хидромотора [7]

У наставку, детаљније ће бити описани примери примене закретног хидромотора.

6.1 Хидраулички систем за управљање арматуре на бродовима

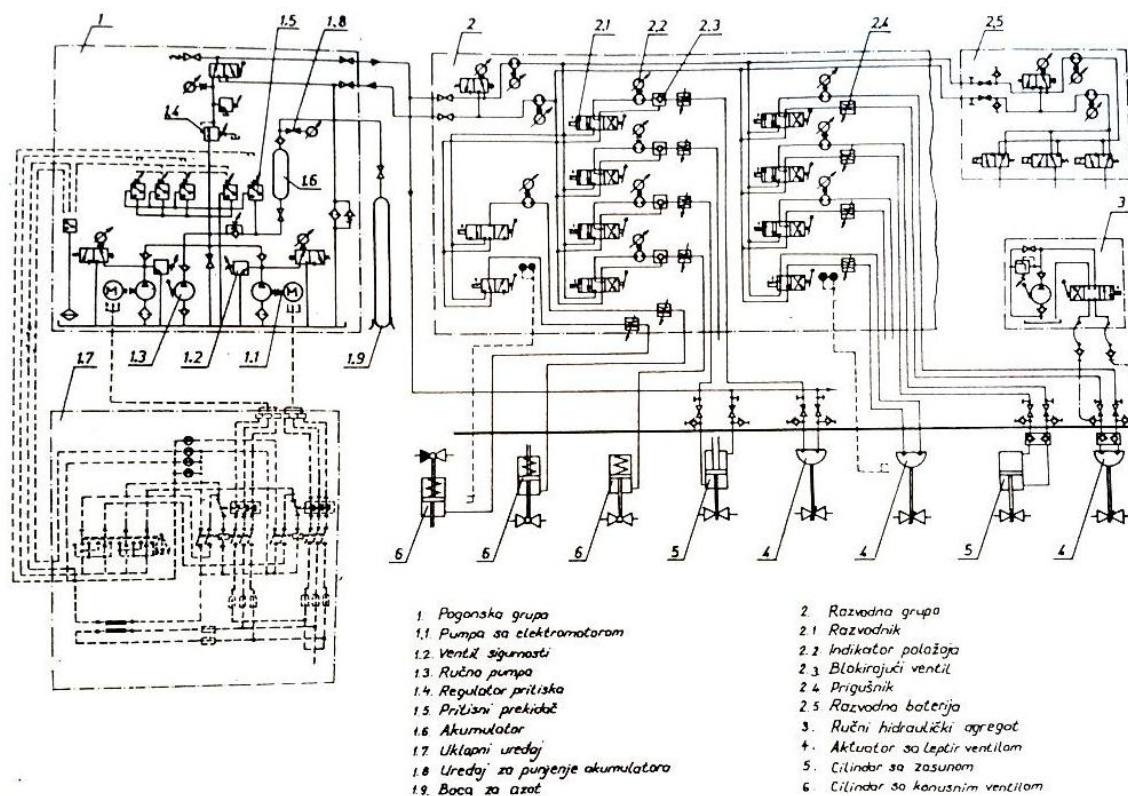
Зависно од намене бродова, постоје и вишенаменски системи у чије се цевоводе уграђује арматура са хидрауличким управљањем.

Бродска арматура је сачињена од конусних вентила, засуна и лептир вентила са хидрауличким управљањем. Хидраулички систем за управљање бродске арматуре приказан је на слици 28.



Слика 28. Хидраулички систем за управљање бродске арматуре [14]

На слици 29 представљена је типична шема хидрауличног система за управљање разне бродске арматуре (вентила).

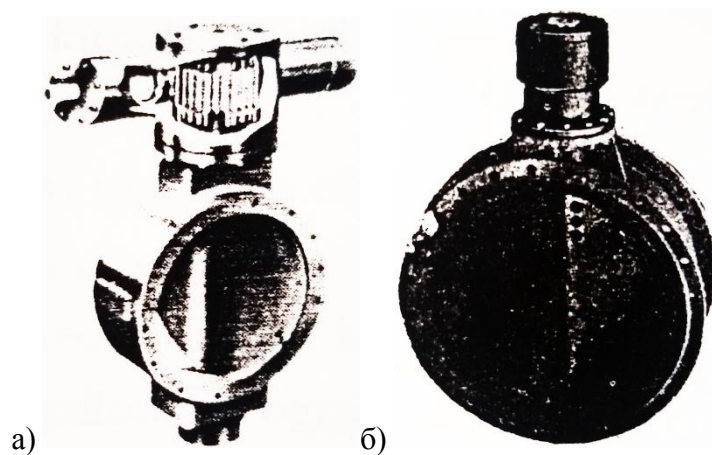


Слика 29. Шема хидрауличног система за управљање бродске арматуре (вентила)

Закретни хидромотори као извршни органи трансформишу енергију струјања радне течности у механички рад, тј. отварају и затварају вентиле. Помоћу одговарајућих прирубница, могу се монтирати на вентиле разних величина и типова. Закретни

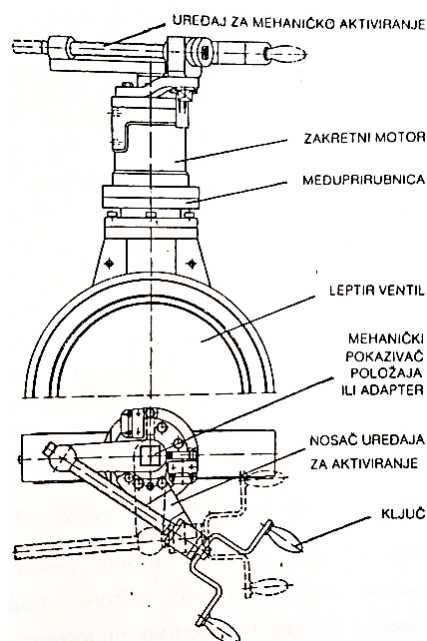
хидромотори се израђују од специјалних материјала, отпорних на хемијске и електролитичке процесе, које условљавају специфични морски услови. [14]

За отварање и затварање вентила користе се закретни мотори које чине хидроцилиндар са клипњачом у облику назубљене летве (слика 30а) и закретни мотори са завојницом (слика 30б).



Слика 30. Закретни хидромотор
а) са назубљеном клипњачом, б) са завојницом [6]

Закретни мотори завојног типа су малих димензија и нису осетљиви на вибрације цевовода, па се чешће употребљавају од оних са зупчастом летвом. Такође, код њих је могуће остварити механичко управљање помоћу посебне полуге или уређаја. Имају индикатор положаја и могућност уградње граничних прекидача (слика 31).



Слика 31. Закретни мотор завојног типа са механичким управљањем [14]

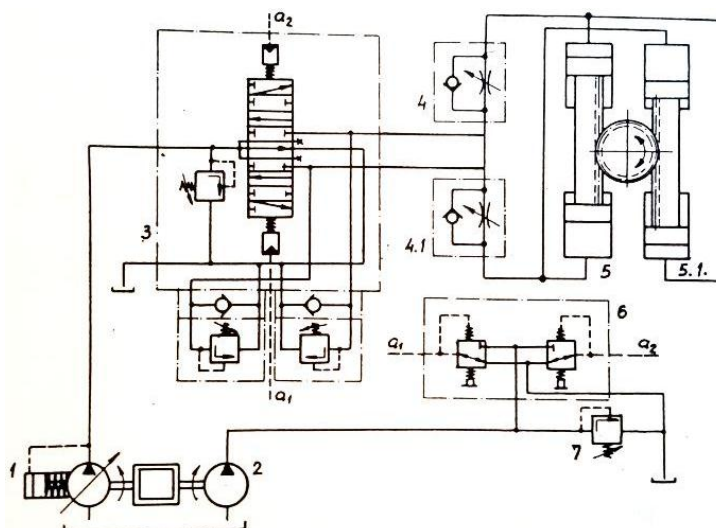
6.2 Обртање куполе на грађевинским машинама

Обртање куполе за одређени угао (270° , 360° или 420°) омогућавају цилиндри са зупчастом летвом.

Хидраулички систем за обртање куполе (слика 32) чини:

- клипно аксијална пумпа константне снаге (1),
- разводни вентил који се активира притиском са обе стране, комплетиран са вентилом за ограничење притиска, ударним и усисним вентилима (3),
- неповратни вентил са пригушењем (4 и 4.1),
- цилиндри са зупчастом летвом (5 и 5.1),
- помоћна зупчаста пумпа (2),
- командни разводни вентил (6) и
- вентил за ограничење притиска (7).

Обе пумпе погони дизел мотор.



Слика 32. Хидраулички систем за управљање бродске арматуре

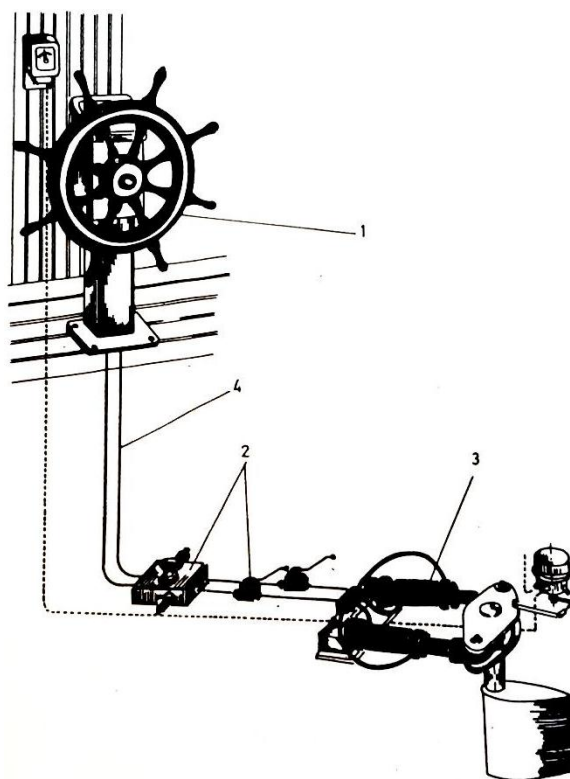
Командовање (избор смера обртања куполе) врши се помоћу ручице на командном разводном вентилу, тј. њеним померањем из нултог положаја „напред – назад“. Уље помоћне пумпе, путем командног разводног вентила, усмерава се са леве или десне стране клипа (a_1 и a_2) разводног вентила, чиме му је остварен један од два радна положаја. Уље главне пумпе усмерава се кроз разводни вентил и неповратни вентил са пригушењем ка цилиндрима са зупчастом летвом, што доводи до обртања куполе у леву или десну страну. Када је разводни вентил у нултом положају, пумпа је растерећена јер је остварена директна веза пумпа – резервоар. [5]

6.3 Ручнохидраулички кормиларски уређај на мањим бродовима

Сваки брод мора имати систем за кормиларење, обезбеђење окретљивости за време маневрисања и одржавање одређеног курса у пловидби.

Хидраулички систем за ручни кормиларски уређај (слика 33) чини:

- погонски уређај (ручна пумпа),
- управљачко – контролна група,
- цилиндар и
- спојни елементи и цеви.



Слика 33. Хидраулички систем за ручни кормиларски уређај

Погонски уређај чини ручна пумпа (клипно – аксијална) двосмерног дејства са сопственим резервоаром. На рукавац пумпе наглављен је точак од тврдог дрвета који служи као управљач.

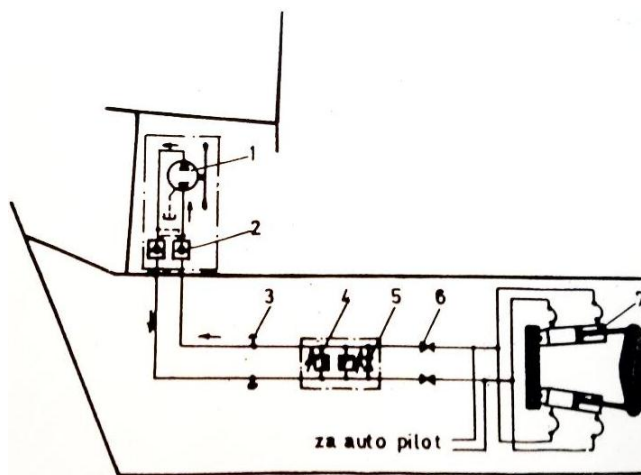
Управљачко – контролну групу чине: вентилски блок (склоп два вентила сигурности и једне славине), блокирајући вентили и лоптасти вентили.

Цилиндри су двосмерног дејства са једностраном клипњачом, израђени од висококвалитетних материјала и површински заштићени за рад у агресивној атмосфери (морска вода).

Конструкција је изведена са пригушивањем (кочењем) у крајњим положајима. Везани су једним крајем за темељне ослонце, а другим за рудо кормила преко ушки са зглобним лежајима.

Пошто се ради о затвореном хидрауличком колу (слика 34), у њему циркулише одређена стална количина уља. Окретањем управљачког точка у изабраном смеру, пумпа (1) усисава, односно потискује уље у означеном смеру, несметано кроз блокирајући вентил (2) у систем; истовремено, преко командног вода, деблокира се вентил (2) на повратном воду. Енергија радне течности се преко цилиндра (7) претвара у механичку енергију потребну за покретање листа кормила. Притом, славина (5) мора бити затворена, а лоптасте славине (6) отворене. Ако послужилац пусти точак из руку,

блокирајући вентили аутоматски спречавају повратно деловање кормила и точак остаје у миру. Да би систем правилно функционисао мора се испустити ваздух кроз одушку на пумпи или одушне вентиле (3) на цевоводу. [6]



Слика 34. Шематски приказ затвореног хидрауличког кола

Због дејства спољашњих сила на кормило, може доћи до наглог пораста притиска у цилиндрима. У том случају реагује један од два вентила сигурности (4) зависно од смера дејства силе, пропуштајући уље из једног у други цилиндар, чиме се пумпа штити од оштећења.

7. ЗАКЉУЧАК

Циљ овог завршног рада је био да се изврши прорачун закретног хидромотора са назубљеном клипњачом, што је и остварено. Прорачуну је претходила теоријска и систематска обрада закретних хидромотора, укључујући опис конструктивног извођења и принципа рада свих типова ових мотора понаособ. Са критичког аспекта, то је било значајно јер су уочене предности, односно недостаци појединих конструктивних решења закретних хидромотора.

Прорачун је обухватао одређивање основних конструктивних параметара закретног хидромотора. На основу задатог унутрашњег пречника хидроцилиндра и хода клипа израчунате су све величине неопходне за одређивање параметара механичке снаге (обртни момент на вратилу и угаона брзина вратила). Радни притисак, такође задат поставком рада, користио је за димензионисање дебљине зида кућишта закретног хидромотора. Применом теорије еластичности анализирани су напони који делују на зидове кућишта и који фигуришу у крајњем изразу за израчунавање његове дебљине.

У погледу технолошких могућности, постоји велики број специфичних решења за проблем заптивања. Међутим, и даље се ради на стварању ефикаснијих конструктивних извођења како би се обезбедили основни параметри хидрауличке снаге (притисак и проток).

Закретни хидромотори су веома распрострањени, а у неким гранама индустрије и незаменљиви због своје разноврсности.

8. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бабић М., Стојковић С.: Основе турбомашина, принципи дејства и математичког моделирања, Научна књига, Београд, 1990.
- [2] Башта Т.М.: Машинска хидраулика (превод са руског), Машински факултет, Београд, 1990.
- [3] Гордић Д.: Пренос снаге флуидом – хидраулика (теоријски основи, математички модели, решени примери), Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2007.
- [4] Група аутора: Хидраулика (уређаји, системи, испитивање и одржавање), СОУР Индустрија хидраулике и пнеуматике „Прва петолетка“, Трстеник, 1980.
- [5] Doddannavar, R., Barnard, A.: Practical Hydraulic Systems, Operations and Troubleshooting for Engineers & Technicians, Elsevier, 2005
- [6] Долгачев Ф. М., Лејко В.С.: Основи гидравлики и гидроприводов, Издање литература по строитељству, Москва, 1970
- [7] Esposito, A.: Fluid Power with Applications, Fourth Edition, Prentice Hall College Div, 1996
- [8] Јовановић П., Ћирић М., Радојевић З., Фаладере В.: Цилиндри у хидраулици и пнеуматици, ОМО, Београд, 1985.
- [9] Келић Н.В.: Хидропреносници, Научна књига, Београд, 1985.
- [10] Марутов В.А., Павловскиј С.А.: Гидроцилиндри, Машиностроение, Москва, 1964.
- [11] Николић, В.: Машински елементи (теорија, прорачун, примери), Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [12] Рашковић, Д.: Отпорност материјала, Машински факултет, Београд, 1975.
- [13] Савић В.: Уљна хидраулика I, Дом књиге – Зеница, Зеница, 1987.
- [14] Schmit A., Хидраулик тренер, (учбеник и књига, информација о хидраулици), Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1986.
- [15] Ћировић, М.: Отпорност материјала I, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2008.