

Центрифугалне пумпе

Завршни рад

Крагујевац, 2018.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Смер: за енергетику и процесну технику

Предмет: Основе процесних апарата и постројења

Број индекса: 720/2016

Димитрије Д. Обрадовић

Центрифугалне пумпе

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др. Милан Деспотовић, ред. проф.

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- проучи одговарајућу литературу везану за проблеме претварања механичке енергије у енергију струјања флуида,
- на основу података из препоручене литературе и друге литературе, објасни поступак претварања енергије у центрифугалним пумпама,
- представи, објасни и анализира прорачуне, добијене на практичној примени изложене материје.

Препоручена литература:

[1] Протић, З., Недељковић, М., (2006), ПУМПЕ И ВЕНТИЛАТОРИ – проблеми, решења, теорија. Едиција Механка флуида и хидрауличне машине, Машински факултет Београд,

[2] Бабић, М., (2004), ХИДРАУЛИЧКЕ И ПНЕУМАТСКЕ МАШИНЕ , Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука, Крагујевац

[3]G. Ludvig, S. Meschat and B. Staffel (2002), „ Design Factors Affecting Pump Efficiency“

У Крагујевцу

17.12.2018.г.

Ментор:

Др. Милан Деспотовић, ред.проф.

Резиме:

Шта све треба знати о претварању механичке енергије у струјну енергију флуида. Како се тај процес одвија у центрифугалној пумпи. На чему се струјна енергија губи и како је надокнађивати, да би течност на изласку из пупе имала жељене перформансе а и дуж читавог хидрауличног система у који је центрифугална пумпа инсталирана.

Кључне речи:

Струјна енергија, лопатично радно коло, центрифугалне силе инерције, преносна брзина, релативна брзина, апсолутна брзина, пад притиска, напор пумпе, кавитација, дифузор, спирално кућиште.

Abstract:

What needs to be known about the transformation of mechanical energy into the fluid energy of the fluid. How this process occurs in a centrifugal pump. On what power supply is lost and how it is compensated, the liquid on the exit from the pump will have the desired performance and even along the entire hydraulic system in which the centrifugal pump is installed

Key words:

Power, blade impeller, centrifugal force inertia, transmission speed, relative speed, absolute speed, pressure drop, pump effort, cavitation, diffuser, spiral casing.

Садржај

Увод	3
1.ОСНОВНО О ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА.....	5
1.1.ПРИНЦИП РАДА ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ.....	5
1.2.ОСНОВНЕ ХИДРАУЛИЧКЕ КОМПОНЕНТЕ.....	6
1.2.1 УЛАЗНА ПРИРУБНИЦА И УСИСНО ГРЛО	7
1.2.2. РАДНО КОЛО	8
1.2.3. НАЧИНИ СПАЈАЊА ХИДРАУЛИЧКИХ ЕЛЕМЕНАТА ПУМПЕ СА ПОГОНСКИМ МОТОРОМ ..	10
1.2.4. ЗАПТИВАЊЕ РАДНОГ КОЛА.....	12
1.2.5. ПРОСТОР ИЗМЕЂУ ОСНОВНОГ И ПРЕДЊЕГ ВЕНЦА РАДНОГ КОЛА И КУЋИШТА ПУМПЕ. АКСИЈАЛНИ ЛЕЖАЈ.....	12
1.2.6. СПИРАЛНО КУЋИШТЕ, ДИФУЗОР И ИЗЛАЗНА ПРИРУБНИЦА.....	15
1.2.7.ВИШЕСТЕПЕНЕ ПУМПЕ.....	17
1.3. КЛАСИФИКАЦИЈА И ТИПОВИ ЦЕНТРИФУГАЛНИХ ПУМПИ.....	19
2. ГЛАВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦЕНТРИФУГАЛНИХ ПУМПИ.....	22
2.1. ГРАФИЦИ КРИВИХ КОЈИ ПРЕДСТАВЉАЈУ ГЛАВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ПУМПЕ.....	22
2.1.1. ПРИТИСАК.....	23
2.1.2. ОДРЕЂИВАЊЕ КРИВЕ НАПОРА ПУМПЕ.....	24
2.1.3.КРИВЕ СНАГЕ ПУМПЕ.....	25
2.1.4. КРИВЕ СТЕПЕНА КОРИСНОСТИ.....	25
2.1.5. КРИВА НА ГРАНИЦИ КАВИТАЦИЈЕ $NPSH_p$. КАВИТАЦИЈА.....	26
2.1.5.а)ГУБИЦИ ЕНЕРГИЈЕПРИ СТРУЈАЊУ РЕАЛНЕ ТЕЧНОСТИ	28
2.1.5.б)ПРИМЕРИ ИЗРАЧУНАВАЊА КАВИТАЦИЈСКЕ РЕЗЕРВЕ ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ.....	30

3. ОСНОВЕ ТЕОРИЈЕ СТРУЈАЊА РАДНЕ ТЕЧНОСТИ КРОЗ ПРОТОЧНЕ ОРГАНЕ....	31
3.1. ТРОУГЛОВИ БРЗИНА	31
3.1.1. ОЈЛЕРОВА ЈЕДНАЧИНА ЗА ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ	35
3.2. ПРИМЕНА ОЈЛЕРОВЕ ЈЕДНАЧИНЕ И ТЕОРИЈЕ СЛИЧНОСТИ ТРОУГЛОВА БРЗИНА ПРИ ГРАДЊИ ПУМПИ.....	36
3.3. УТИЦАЈ ПРОМЕНЕ ДЕБЉИНЕ ЛОПАТИЦЕ РАДНОГ КОЛА b_2	38
3.4. УТИЦАЈ УГЛА ЛОПАТИЦЕ НА ИЗЛАЗУ β_2	38
3.5. МЕСТА НА КОЈИМА СЕ ЈАВЉАЈУ ГУБИЦИ У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА	39
 4. ПУМПЕ У ХИДРАУЛИЧКИМ СИСТЕМИМА	41
4.1. КРИВА КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦЕВОВОДА.....	41
4.2. РАДНА ТАЧКА	42
4.3. РЕДНО ВЕЗАНЕ ПУМПЕ	43
4.4. ПАРАЛЕЛНО ВЕЗАНЕ ПУМПЕ	43
 Закључак	44
Литература	45

Увод

Функционисање савременог, цивилизованог друштва, немогуће је замислити без хидрауличких система.

Хидраулика је наука која проучава практичну примену теоријских закона Механике нестишљивих флуида-течности. Холандски научник Симон Стевин (XVI-век), у свом делу „Начела Хидраулике“ први пут употребљава ову реч у писаној форми. Даљи теоријски допринос овој науци дају Г. Галилеј, Е. Торичели, Б. Паскал, И. Њутн (Закон трења у течности)...

У осамнаестом веку, Михаил Ломоносов поставља - Закон о одржању масе и Закон о одржању енергије код течности, а Данијел Бернули једначину, која је и данас позната као Бернулијева једначина и која представља основ свих хидрауличких система. Истовремено, као свременик тог доба, Леонард Ојлер поставља диференцијалне једначине, које у потпуности описују мировање и кретање течности.

Дефинисани закони и једначине, нису могли да имају практичну примену, јер су били условљени степеном развоја читаве цивилизације. Због тога су научници до почетка двадесетог века, били принуђени да се окрену експерименталним испитивањима. Научници, А. Шези, Борда, О. Рејнолдс, су експерименталним путем, дошли до тачних мерења и математичких модела који описују одговарајуће појаве у Хидраулици.

Крајем деветнаестог, а почетком двадесетог века, Жуковски поставља- теорију о хидрауличком удару, а Прантл- теорију о граничном слоју, чиме је успостављена веза између теоријског и практичног приступа овој науци.

У двадесетом веку, нагли развој индустрије, омогућава производњу потребних техничких и машинских елемената, чиме су створени нови услови за коришћење флуида.

Тако су настали сложени хидраулични системи за напајање водом: домаћинства, индустријске и пољопривредне објекте; напајање погонским горивом: моторна возила, средства ваздухопловне и ракетне технике, грађевинске и пољопривредне машине. Такође и уљно-хидраулични системи за усмеравање течности за хлађење и подмазивање и др.

Сваки од наведених система састоји се од више или мање делова, да би испунили постављени циљ. Ове делове односно компоненте деле се према функцији коју обављају у систему.

Тако да имамо:

- изворне компоненте: пумпе и компресори,
- разводне и регулационе компоненте: разводници, ветили,
- извршне компоненте: радни цилиндри, хидраулучки (пнеуматски) мотори,
- везивне компоненте: цеви, разна црева, канали,
- компоненте за филтрирање: за уља, за ваздух,
- компоненте за чување-резервоари, за грејање-грејачи, за хлађење-хладњаци,
- компоненте за акумулирање енергије.

Хидрауличне пупе омогућавају да добијемо флуид под притиском, који је у стању да изврши рад. Пумпа је машина која **механичку енергију погона, претвара у струјну енергију течности**. Та енергија струјне течности може бити кинетичка, ако се ради о транспорту или енергија притиска, ако нам је потребан пренос снаге. У грубој подели имамо:

- центрифугалне пумпе – пумпе са лопатицама,
- запреминске пумпе (хидростатичке),
- специјалне пумпе.

Без обзира о којој је пумпи реч, све имају основне карактеристике, на основу којих се врши одабир пумпе која ће се уградити у хидраулични систем. Осим услова рада и врсте флуида који ће се користити, произвођач пумпе даје нам карактеристике као што су капацитет (Q), јединични рад кола пумпе (Y_n), корисна снага пумпе (P_k), снага за погон пумпе (P), укупни степен корисног дејства(η).

Тема овог завршног рада су **ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ**. Како је направити, а да се добију максималне перформансе, која су јој места најосетљивија, како умањити негативне појаве и много тога још, многобројни су задаци, а самим тим и изазови за инжењере који се баве овом граном машинске струке.

1.ОСНОВНО О ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА

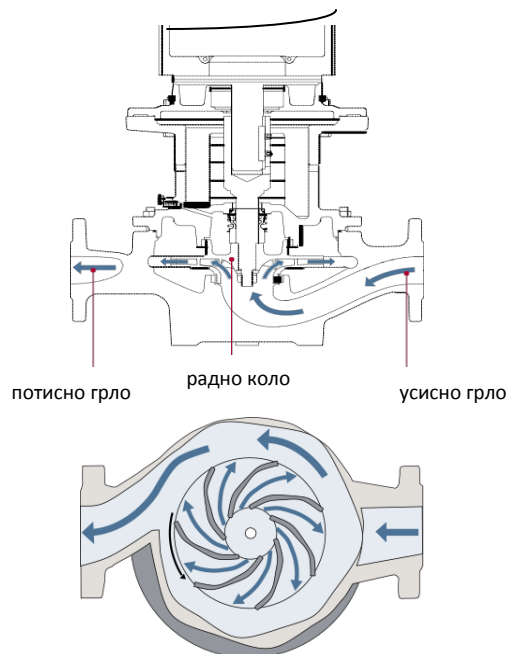
Центрифугалне пумпе спадају у хидрауличне машине које функционишу на бази хидродинамичког принципа дејства. Ове пумпе имају лопатице које чине обртно коло, чијим се обртањем око сопствене осе симетрије, ствара кинетичка енергија, која се предаје радном флуиду. Ова кинетичка енергија се на излазу из кола претвара у притисак.

Пумпе са лопатичним колима називају се турбопумпе, а ако су још и радијалне, онда су то центрифугалне пумпе. Назив су добиле због тога што у процесу размене енергије, доминирају центрифугалне силе.

Центрифугалне пумпе намењене су за потрошача који захтева високе радне притиске, а мање количине радне течности (проток). Ове пумпе су најчешће коришћене пумпе и имају широк спектар варијација, али се у принципу састоје од истих хидрауличних делова.

1.1.ПРИНЦИП РАДА ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ

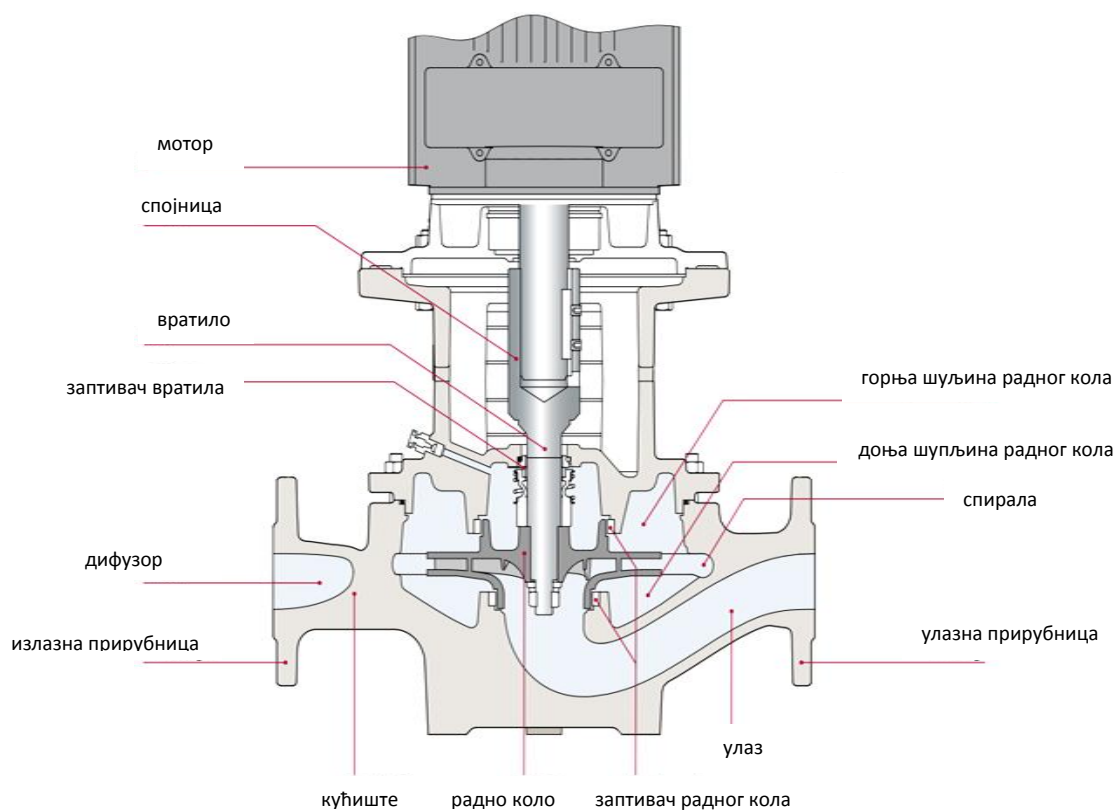
Повећање притиска течности од њеног уласка до изласка из пумпе догађа се када пумпа ради. Радна течност у пумпу улази у центру радног кола (усисно грло), одакле се уз помоћ центрифугалне силе креће дуж лопатица где излази у систем кроз потисно дифузорско грло. На сл. 1.1 приказан је пут течности кроз центрифугалну пумпу.



Сл.1.1.Пут течности кроз центрифугалну пумпу

1.2.ОСНОВНЕ ХИДРАУЛИЧКЕ КОМПОНЕНТЕ

Хидрауличке компоненте су делови пумпе, који су у додиру са радним флуидом. Код центрифугалних пумпи ове компоненте су у принципу сличне и приказане су (Сл. 1.2.), на примеру једноступене центрифугалне пумпе.



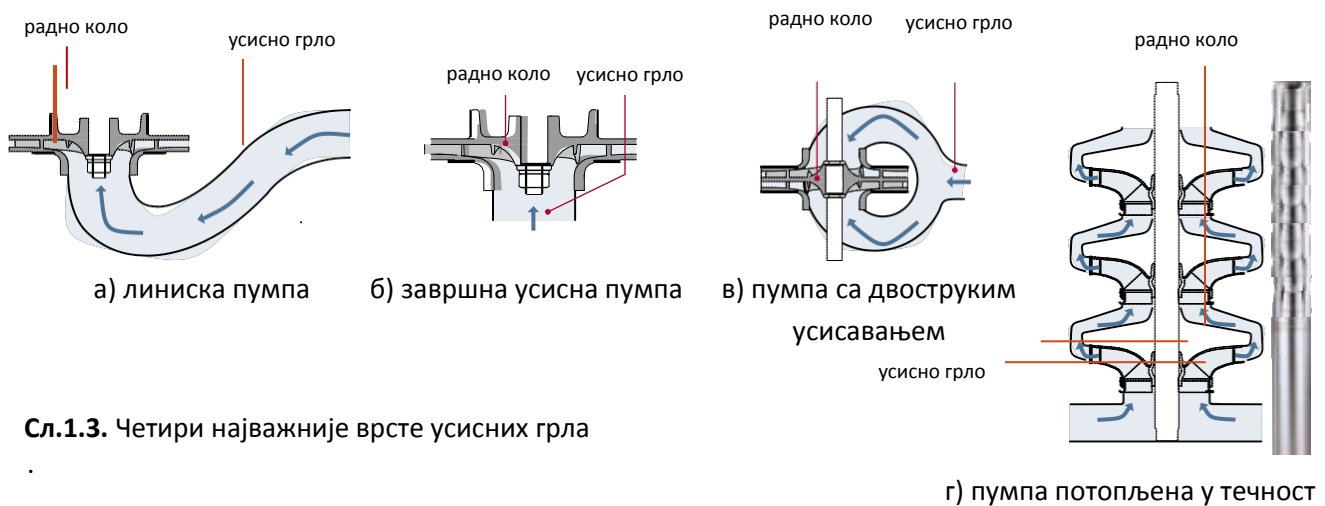
Сл.1.2. Хидрауличке компоненте једноступене центрифугалне пумпе

У следећим одељцима биће описане све хидрауличке компоненте од уласка флуида у пумпу (улазна прирубница) до изласка из пумпе (излазна прирубница).

1.2.1 УЛАЗНА ПРИРУБНИЦА И УСИСНО ГРЛО

Пумпа је прикључена у ситем цевовода и она повезује резервоар са цевима преко улазне и излазне прирубнице. Дизајн улазне прирубнице зависи од апликације пумпе. Заправо неки типови пумпи немају улазну прирубницу, јер се довод не монтира на цев. То је случај код пумпи које су директно потопљене у радну течност.

Усисно грло, доводи течност до радног кола. Дизајн усисног грла зависи од врсте пумпе и код центрифугалних пумпи разликујемо четири најважније врсте које су дате сликом(1.3.)

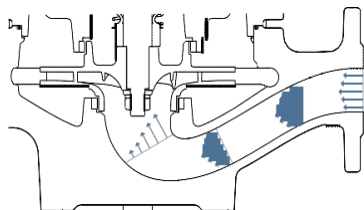


Сл.1.3. Четири најважније врсте усисних грла

Према положају улазне прирубнице и усисног грла, разликују се:

- линијске пумпе, које се конструишу за монтажу на хоризонталну равну цев, па је тиме и оправдан назив улаза који доводи течност у центар радног кола,
- завршне усисне пумпе имају врло кратак и директан усисни део и заправо се налази у наставку улазне прирубнице,
- пумпе са двоструким усисавањем имају предност у минимизирању осне силе,
- пумпе потопљене у течности имају предност због обезбеђивања хлађења делова.

Посебно је важно правилно дизајнирати усисно грло, као би се добиле најбоље перформансе, због тога што оно доводи радну течност директно у радно коло. Промена брзине кроз једно усисно грло дата је сликом(1.4.)

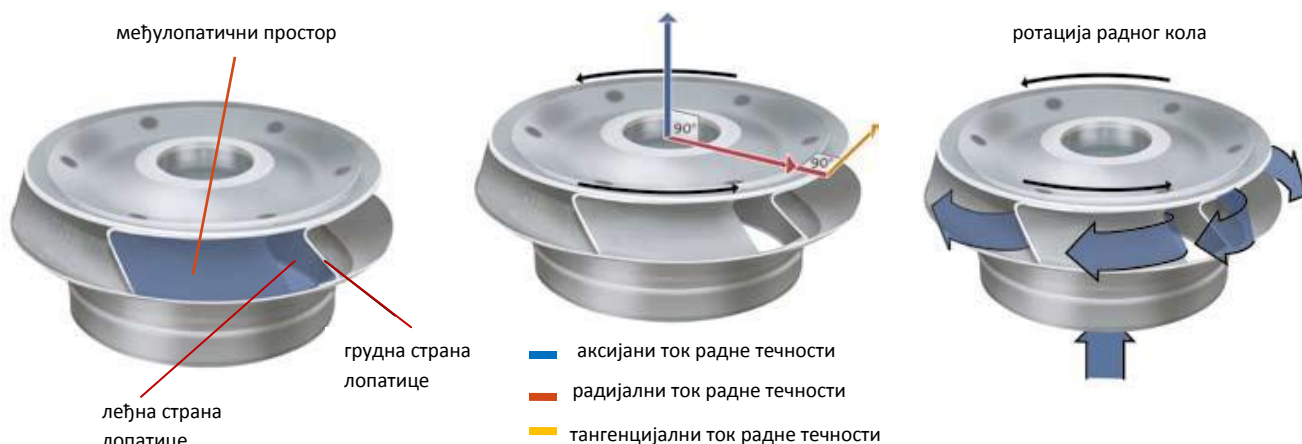


Сл.1.4.Распоред брзина у усисном грлу

1.2.2. РАДНО КОЛО

Радно коло врши обртно кретање, стартовањем погонске машине, која преко спојнице и вратила преноси на коло механички рад (Сл.1.2). При обртању радног кола, његове лопатице дејствују на радну течност, која је већ доведена кроз усисно грло, и у току динамичке интеракције, потискују је према периферији радног кола. Том приликом делићи радне течности мењају општи правац кретања у односу на обимску координату, расте им момент количине кретања, а самим тим и кинетичка енергија.

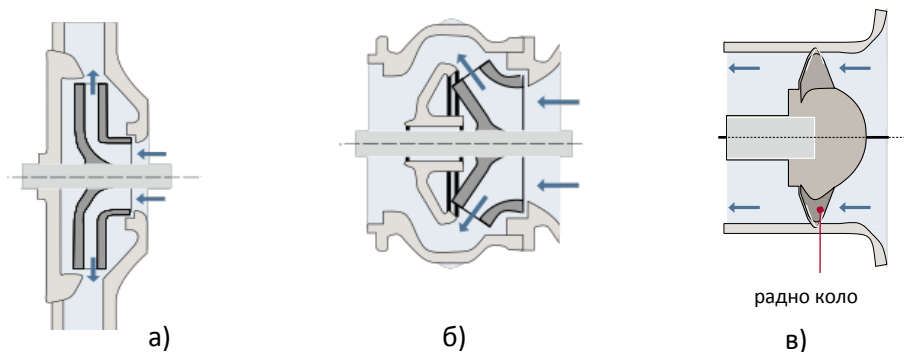
Радно коло је примарна компонента која одређује перформансе пумпе. Различите варијанте пумпи, често се остварују само модификовањем радног кола. Основне компоненте радног кола и струјни ток течности у односу на радно коло, представљени су сликом(Сл.1.5).



Сл.1.5. Компоненте радног кола, основне дефиниције правца струјног тока течности

Дизајн радног кола зависи од захтева за притисак, проток и примену уопште. Да ли ће радно коло омогућити висок притисак или већи проток зависи од тока радне течности кроз радно коло, које може бити аксијално или радијално.

У радијалном радном колу, велика је разлика између улазног и излазног пречника. (Сл.1.6.а). У овој конструкцији центрифугалне силе резултују високим притиском и малим протоком.



1.6. Ток радне течности: а) радијални, б) полуаксијални, в) аксијални

Код радијалног тока течности, карактеристично је то да се делићи течности крећу по завојним путањама, које образују струјне површи, такве да су нормално позициониране у односу на осу радног кола. Пресек ових струјних површи и меридијанске равни пумпе даје струјнице чији је положај такође нормалан на осу радног кола. Користе се код потрошача који захтевају високе радне притиске.

Код полуаксијалних радних кола, делићи течности крећу се по путањама које су нецилиндричног, али осносиметричног облика и чије се осе поклапају са осом радног кола (Сл.1.6.б). Пресек ових површи и меридијанске равни пумпе даје струјнице чији је положај аксијално-радијалан (полуаксијалан) у односу на осу радног кола. Ова кола користе се за потрошаче који захтевају средње притиске и веће количине радне течности.

За потрошаче који захтевају велике количине радне течности, тј. протоке, користе се пумпе са аксијалним радним колом. Делићи радне течности, крећу се по путањама које образују струјне површи цилиндричног облика и чије су осе симетрије поклапају са осом обртања радног кола (Сл.1.6.в). Меридијанске струјнице у овом случају су паралелне оси обртања радног кола.

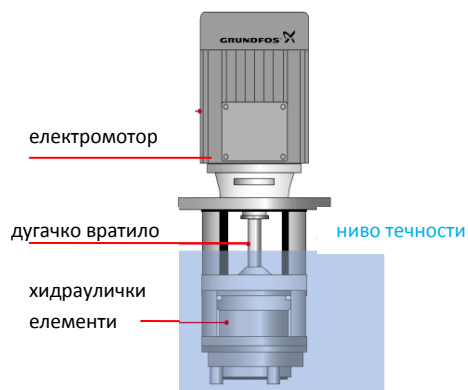
Радно коло се састоји од лопатица чији број и облик зависи од врсте радне течности која ће се користити а које су веома различите: чиста вода, отпадне воде, разна уља, хемиска једињења, разне меласе у индустријској, прехранбеној и пољопривредној производњи... Већи број лопатица даје боље перформансе (мањи шум нпр.), али се користе за чисте течности, због опасности од блокирања у колико течност има нечистоће

(честице). Због тога се за нечисте флуиде користе радна кола са мањим бројем лопатица чије су лопатице дизајниране тако да минимизирају ризик од блокирања.

1.2.3. НАЧИНИ СПАЈАЊА ХИДРАУЛИЧКИХ ЕЛЕМЕНАТА ПУМПЕ СА ПОГОНСКИМ МОТОРОМ

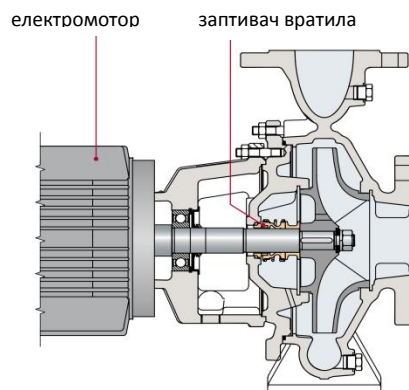
Радно коло обично покреће електромотор. Разликујемо две могућности споја електромотора и хидрауличких делова пумпе. Једна је да је електромотор ван радне течности (суве пумпе) и други да је електромотор потопљен у течност заједно са пумпом (потопљене пумпе).

Предност првог случаја је у томе што се могу користити постојећи, стандардни електромотори а недостатак је што се због димензија не могу монтирати у сваки радни простор. Пошто се електромотор налази на вишем нивоу од пумпе и потпуно је одвојен од течности дугачким вратилом, заптивка се може изоставити (Сл.1.7), због појаве цурења између осовине и кућишта пумпе, као и због трења између осовине и течности ово решење резултира мањом ефикасношћу.



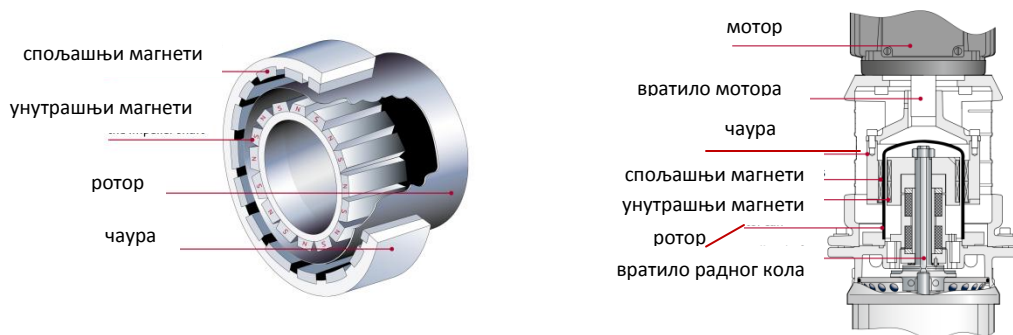
Сл.1.7 „Сува пумпа“

Међутим код краћих вратила заптивка је обавезна (Сл.1.8). Заптивке су заправо прстенови на вратилу и оне механички одвајају течност од мотора. На тим местима се јавља цурење и веома је важно да буду исправне. Век трајања заптивке зависи од течности, радног притиска и температуре.



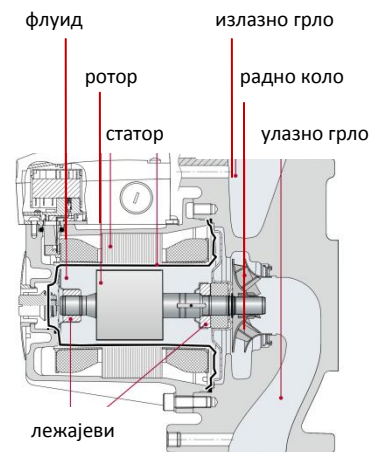
Сл.1.8. Пумпа са заптивком вратила

Један од бољих начина да се постигне раздвајање течности од електромотора је примена магнета, који врше улогу заптивки (Сл.1.9). Код ових пумпи ротор је ненамагнетисан, док осовина радног кола има линију фиксних магнета, званих унутрашњи магнети. Вратило ротора се завршава у чаури у чијој су унутрашњости магнети који су названи спољашњи магнети. Роторска конзола је причвршћена у кућишту пумпе између осовине радног кола и чауре.



Сл.1.9. Пумпа са магнетним раздвајањем

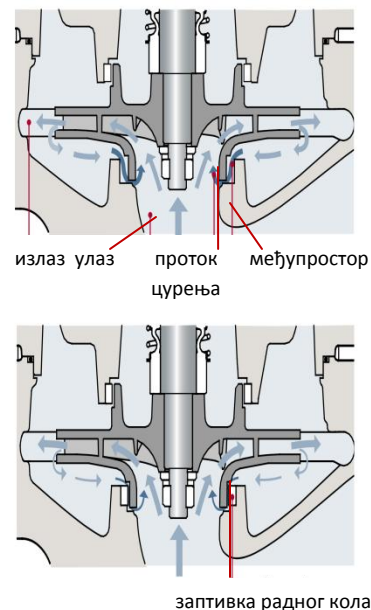
Раздвајање течности од електромотора, изводи се на тај начин што се у кућиште са радним колом, поставља и ротор мотора (Сл.1.10). На истом вратилу монтирани су ротор и радно колои они су одвојени од статора мотора посебним кућиштем. Ротор је такође окружен флуидом, што је повољно, јер радна течност истовремено иподмазује и хлади лежајеве и мотор. Ефикасност ових пумпи смањује појава трења између ротора и течности.



Сл.1.10. Пумпа са затвореним ротором

1.2.4. ЗАПТИВАЊЕ РАДНОГ КОЛА

Цурење се јавља у процепу између ротирајућег радног кола и стационарног кућишта, када пумпа ради. Брзина цурења углавном зависи од величине процепа и притиска у радном колу. Код оваквог цурења (Сл.1.11.) се део течности, у току рада пумпе, након проласка кроз радно коло, враћа ка улазу у пумпу. Због тога се овакво цурење назива паразитско струјање, јер се тај део енергије који је предат радном флуиду не користи. Да би цурење било минимално поставља се заптивка радног кола. Заптивка радног кола је у различитим комбинацијама дизајна и материјала. Заптивка се обично директно уграђује у кућиште пумпе или је израђена у облику прстенова. Постоји велики број заптивача са гуменим прстеновима.

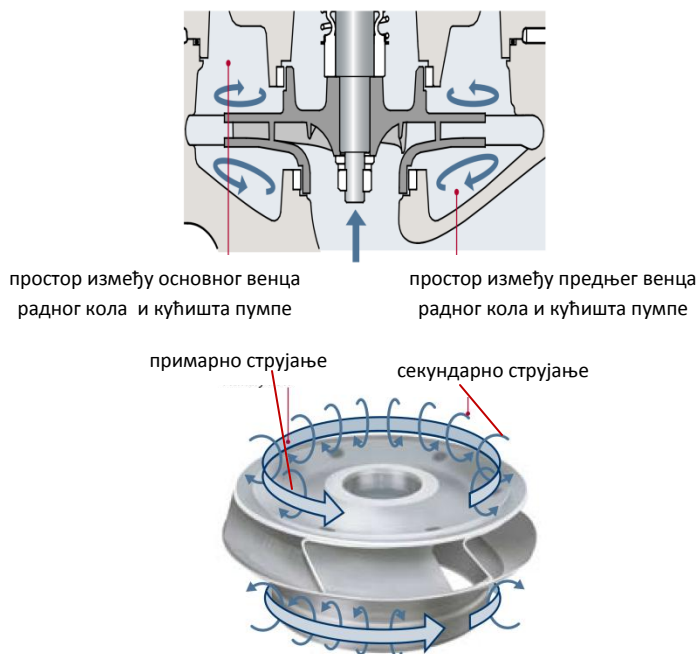


Сл.1.11.Проток флуида кроз зазоре између радног кола и кућишта

Усаглашавање оптималне равнотеже између цурења и трења је есенцијални циљ приликом дизајна заптивке. Мали зазор ограничава проток, а повећава трење и ризик од хабања. Мала разлика такође захтева прецизнију обраду, што повећава трошкове производње. Да би се постигла оптимална равнотежа између цурења и трења, највише се у обзир узимају тип и величина пумпе.

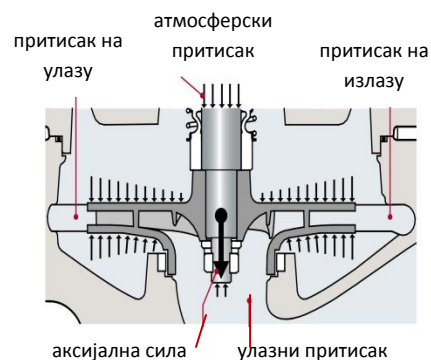
1.2.5. ПРОСТОР ИЗМЕЂУ ОСНОВНОГ И ПРЕДЊЕГ ВЕНЦА РАДНОГ КОЛА И КУЋИШТА ПУМПЕ. АКСИЈАЛНИ ЛЕЖАЈ

Простор изнад и испод радног кола зависи од дизајна радног кола и кућишта пумпе. Ротација ротора ствара две врсте струјања: примарно и секундарно. Примарно струјање је ротирајући са радним колом у просторима изнад и испод радног кола (Сл.1.12.). Секундарно струјање су суштински слабија од примарних.



Сл.1.12 Примарно и секундарно струјање

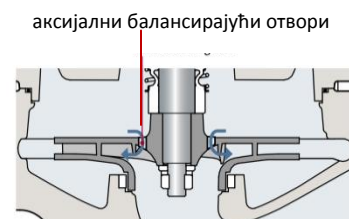
Примарна и секундарна струјања утичу на распоред притиска на спољашњим странама основног и предњег венца радног кола. Аксијална сила је збир свих сила у аксијалном правцу, који се јављају услед стања притиска у пумпи. Главни допринос силе долази од пораста притиска који изазива радно коло (Сл.1.13). Крај вратила изложен је атмосферском притиску, док на други крај делује притисак система. Притисак се повећава од средине ка спољашњости.



Сл.1.13. Силе притиска које узрокују аксијалну силу радног

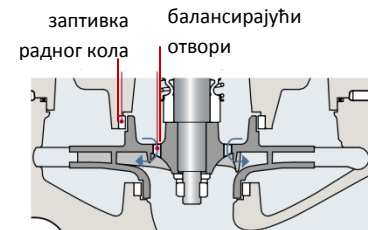
Аксијални лежај апсорбује сву аксијалну силу и зато је изложен силама које утичу на радно коло. Радно коло мора бити избалансирано, јер ако није, немогуће је апсорбовати аксијалну силу у аксијалном лежишту. Постоји неколико могућности смањења притиска на осовини, а једно је баланс аксијалног лежишта.

Један приступ уравнотежавања аксијалних сила је да се направе мале отвори на основном венцу (Сл.1.14.). Проток цурења кроз отворе утиче на проток између основног венца радног кола и кућишта и тиме смањује аксијалну силу, али резултира цурењем, односно запреминским губицима.



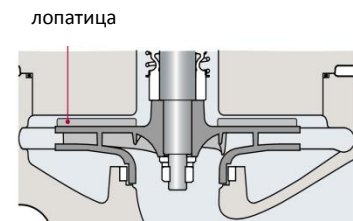
Сл.1.14. Уравнотежавање аксијалних сила коришћењем балансирајућих отвора

Други приступ за смањење аксијалнесиле је комбинација отвора за балансирање са заптивком радног кола на плочи (Сл.1.15.). Овај начин смањује притисак у простору између осовине и ручице радног кола, чиме се добија боља равнотежа. Заптивка радног кола проузрокује додатно трење, али смањује проток цурења кроз отворе за балансирање у поређењу са случајем без заптивке радног кола.



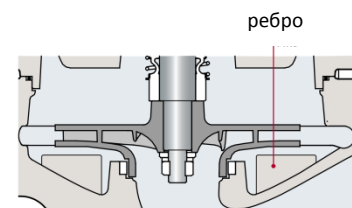
Сл.1.15. Уравнотежавање аксијалних сила коршћењем заптивке радног кола и балансирајућих отвора

Трећи метод балансирања осних сила је постављање лопатица на леђном делу радног кола (Сл.1.16.). Овај метод мења брзине дуж тока при чему се расподела притиска пропорционално мења. Неповољно је то што додатна лопатица троши снагу, а тиме смањје и ефикасност пумпе.



Сл.1.16. Уравнотежавање аксијалних сила пастављањем лопатица на радно коло

Четврти метод балансирања аксијалнесиле је постављање ребра на кућиште пумпе у простору између предњег венца радног кола и кућишта пумпе (Сл.1.17.), при чему се притисак повећава. Овј начин аксијалног балансирања повећава трење диска и губитак на цурење због већег притиска.

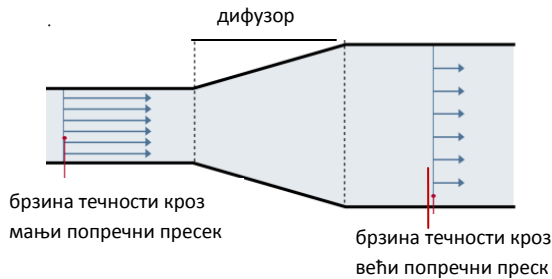


Сл.1.17. Уравнотежење аксијалних сила постављањем ребра на кућиште пумпе

1.2.6. СПИРАЛНО КУЋИШТЕ, ДИФУЗОР И ИЗЛАЗНА ПРИРУБНИЦА

Спирално кућиште прикупља течност из радног кола и одводи је ка излазу. Кућиште има задатак да динамичан раст притиска, који се остварује у радном колу, претвори у статички притисак на излазу. Ова трансформација назива се дифузија брзине (Сл.1.18.), при којој количина течности која пролази кроз површину мањег попречног пресека има већу

брзину од исте количине течности која пролази кроз површину већег попречног пресека (једначина континуитета за течности).



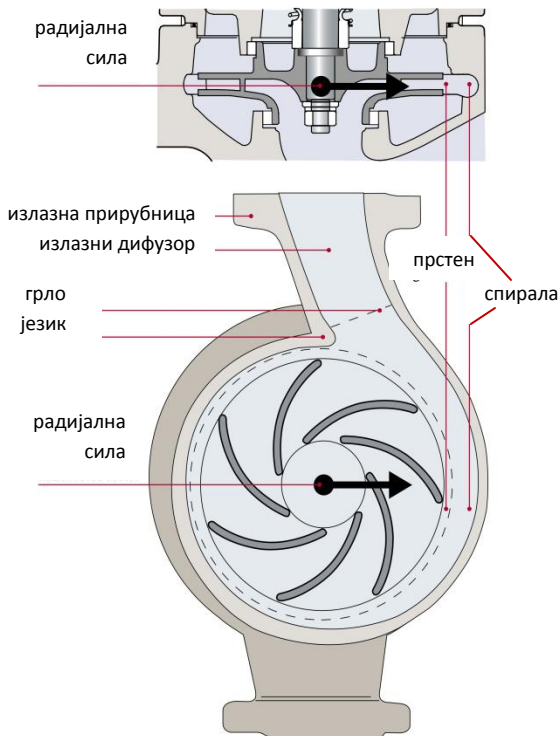
Сл.1.18. Дифузија брзине

Спирално кућиште састоји се из три главне компоненте: прстенастог дела, спиралог дела и излазног дифузора. У сваком од ова три дела, енергија брзине (кинетичка) претвара се у енергију притиска (Сл.1.19.).

Прстенасти део, представља примарни део кућишта и задатак му је да усмерава течност од радног кола до спирале. Површина попречног пресека у прстенастом делу, повећава се од пречника радног кола до спирале. Да би се повећала дифузија у прстенасти део могу се поставити лопатице.

Основни задатак спиралног дела је да прикупи течност и да је одведе до излазног дифузора. Да би се одржао уједначени притисак дуж спирале, на крају спиралног дела, а на уласку у потисно грло, налази се тзв. језик спирале. На том делу потисно грло је најмањег пречника и одатле се постепено повећава до излазног дифузора.

Излазни дифузор повезује потисно грло са излазном прирубницом, и у њему се повећава статички притисак течности.

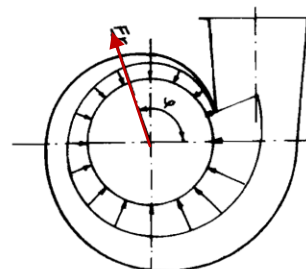


Сл. 1.19. Компоненте спиралног кућишта

На вратилу се, због обимске расподеле притиска јавља и радијална сила (види Сл. 1.19.), која се као и аксијалне амортизују лежајем. Радијална сила при оптималним условима рада пумпе, знатно је мања од аксијалне силе, али код радних режима, који се

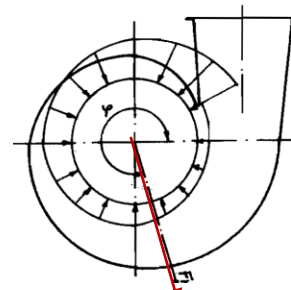
разликују од оптималног, радијална сила може да има велике вредности. Помоћу огледа утврђено је да се при режимима рада различитим од оптималног, нарушава осна симетрија на излазу а и притисак није исти. Овако велике радијалне силе оптерећују лежајеве пумпе и морају бити уравнотежене, како не би дошло до оштећења вратила на местима где оно улази односно излази из кућишта пумпе.

Када пумпа ради са протоком који је мањи од оптималног ($Q < Q_{opt}$), притисак на обиму радног кола расте од језика спирале у смеру излазног пресека спирале, а радијална сила дејствује под углом $\varphi = 80^\circ \div 120^\circ$, као на слици (Сл.1.20.).



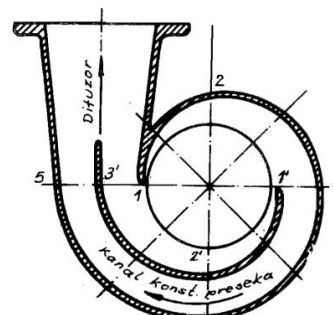
Сл.1.20. Положај радијалне силе у случају $Q < Q_{opt}$.

Када пупа ради са протоком већим од оптималног ($Q > Q_{opt}$), притисак по обиму радног кола смањује се од језика спирале према излазном пресеку спирале, а радијална сила дејствује под углом $\varphi = 280^\circ \div 320^\circ$, као на слици (Сл.1.21.).



Сл.1.21. Положај радијалне силе у случају $Q > Q_{opt}$.

Код једностепених центрифугалних пумпи, за уравнотежавање радијалне силе најчешће се користи двоструки спирални одвод. Помоћу додатног унутрашњег спиралног зида, чији је језик постављен под углом 180° у односу на језик основне спирале, око радног кола остварују се два осносиметрична канала (Сл.1.22.). У овим каналима делују две радијалне силе, истих интензитета а супротних смерова и међусобно се поништавају.



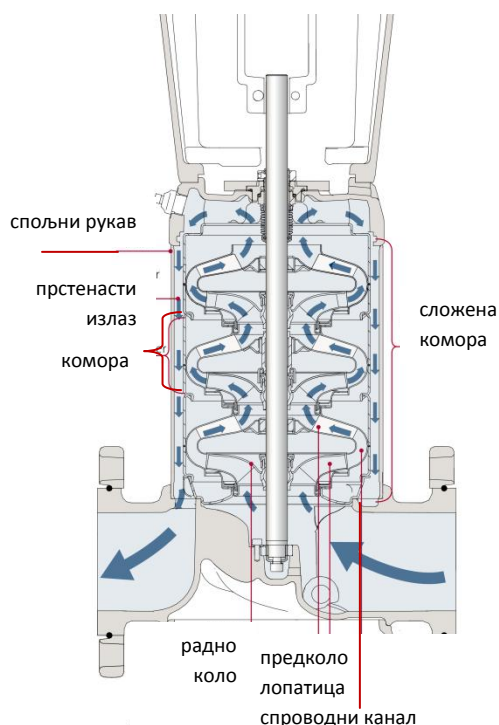
Сл.1.22. Смањење радијалне силе двоструким спиралним одводом

При дизајнирању спиралног кућишта једне центрифугалне пумпе, треба водити рачуна о томе да се минимизирају губици притиска што је веома сложен захтев. Притисна енергија се губи због наглих промена брзина течности, трења течности о зидове кућишта и сл. Зато је веома важно правилно пројектовати спирално кућиште и тада су основни параметри

улазни пречник и попречни пресек спирале, али и дужина, ширина и угао дифузора.

1.2.7.ВИШЕСТЕПЕНЕ ПУМПЕ

За постизање високих притисака у радној течности, користе се вишестепене турбо пумпе. Ове пумпе су карактеристичне по томе, што се на њеном вратилу налази више радних кола, кроз која редно, у току обртања, протиче радна течност (Сл.1.23.).

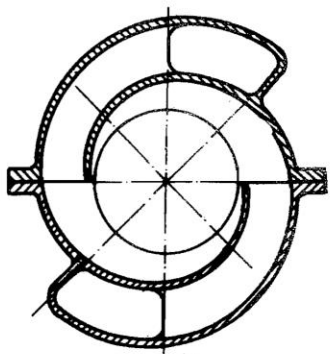


Сл.1.23. Меридијански пресек
вишестепене центрифугалне
пумпе

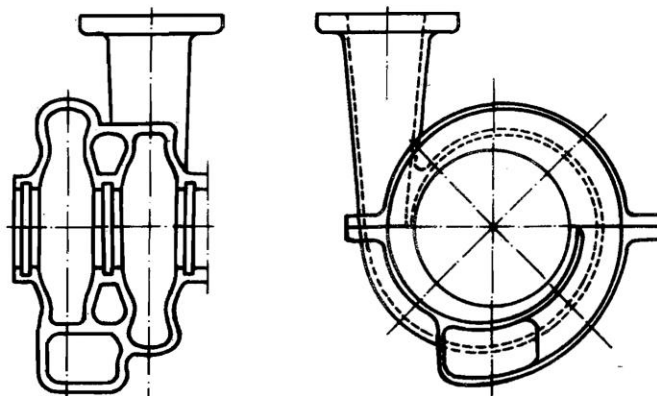
На тај начин, радна течност, повећава струјну енергију проласком кроз свако радно коло. Прелазак течности из јеног радног кола у следеће остварује се преко повратног канала. Радно коло и повратни канал чине комору, а код вишестепених пумпи заједно се називају сложен комора. Повратни канал, осим вођења течности има и функцију као спирано кућиште: да динамички притисак претвори у статички, смањи нежељену ротацију у течности, која би имала утицај на перформансе следећег радног кола. Нежељена ротација се контролише помоћу предкола у спроводном каналу, чиме се постиже да течност повећа притисну енергију на рачун кинетичке и у следеће радно коло уђе на приближно исти начин као и у прво радно коло.

При изласку из последњег радног кола, течност наставља своје кретање кроз сабирну спиралу, дифузорско грло и потисни цевовод даље према потрошачу. Приликом дизајнирања повратног канала конструкцијске смернице су исте као код спиралног кућишта.

За урівноотежување радијалних сила код ових пумпи, понекад се користи принцип двоструког спиралног одвода, као и код једностепених центрифугалних пумпи (Сл.1.24.).



Сл.1.24. Уравнотежавање радијалне силе двоструким спиралним одводом



Сл.1.25. Уравнотежавање радијалне силе окретањем спиралних канала два суседна радна кола

Уравнотежавање радијалне силе, које се више користи у пракси за вишестепене центрифугалне пумпе, је путем окретања спиралних канала два суседна радна кола под углом 180° (Сл.1.25.). На тај начин, радијалне силе које делују на два радна кола потпуно се изједначавају.

На слици (1.23.) приказана је вишестепена центрифугална пумпа, код које кроз усисну спиралу течност прилази са једне стране, али за потпуно уравнотежавање аксијалне силе боље конструктивно решење је двострујна центрифугална пумпа. Код оваквог решења, радно коло прима радну течност са леве и десне стране и кроз међулопатичне канале потискује према периферији.

Пумпе са усисним грлом одењак 1.2.1. постављају се на препусту вратила (конзолно), док се центрифугалне са усисним грлом постављају нормално (90°) на усисни цевовод, по чему их и визуелно можемо разликовати.

1.3. КЛАСИФИКАЦИЈА И ТИПОВИ ЦЕНТРИФУГАЛНИХ ПУМПИ

Класификација турбопумпи извршена је по различитим критеријумима као што су:

- главни правац струјања радне течности у радном колу, пројектован на меридијанску раван: аксијалне, полуаксијалне, радијалне,
- број радних кола смештених на вратилу пумпе: једностепене, вишестепене,
- конструкциско решење довода радне течности до улаза у радно коло пумпе: са усисним грлом, са усисном спиралом,
- начин стартовања центрифугалне пумпе: несамоусисне или самоусисне,
- врста радне течности за чији је транспорт пумпа намењена: водне, уљне, хемијске, кондензатне, муљне, за транспорт хидромешавина,
- област привреде у којој се пумпе примењују: индустријске, водоснабдевне, пољопривредне, рударске, котловске,
- висина притиска коју турбопумпе остварују на свом излазу: нископритисне, средњепритисне, високопритисне.

Критеријуми за одабир одговарајуће центрифугалне пумпе, која ће се инсталирати у хидраулички систем су многобројни, почев од величине самог простора у коме ће се пумпа налазити, да ли је покретан или статичан, која врста радне течности ће бити транспортована кроз њене хидрауличке елементе, које су температуре радне течности, перформансе које би требало пумпа да пружи на свом излазу, само су неки од полазних критеријума.

Тако да за транспорт воде користе се водне турбопумпе чији се делови израђују од метала отпорних на корозију, са појачаним заптивачима између кућишта и вратила, ради обезбеђења од приступа било каквих хемијских или механичких нечистоћа.

Уљне турбопумпе користе се за транспорт разних врста уља, која су веома вискозна и приликом струјања образују граничне слојеве веће дебљине, па су лопатични органи другачије пројектовани него код пумпи за воду нпр.

Хемијске турбопумпе се израђују од специјалних материјала отпорних на хемијско дејство транспортоване течности.

Кондензатне турбопумпе се користе за транспорт водене паре или кључале течности због чега су посебно изложене појави кавитације, која се елиминише конструкцијским решењем.

Муљне турбопумпе и пумпе за транспорт хидромешавина израђују се од материјала са посебно наглашеним абразивним својствима и имају повећане зазоре између радног кола и кућишта како не би дошло до заривања радног кола.

Индустријске турбопумпе морају имати збијену конструкцију, односно мале габаритне мере, због просторних ограничења која су редовно присутна у индустријским погонима, постројењима или машинама. Ове турбопумпе мора да имају високе степене корисности, због захтева за што рационалнијом потрошњом погонске енергије која директно утиче на цену финалног производа. Индустријске турбопумпе спадају у класу брзоходних пумпи.

Пољопривредне турбопумпе су конструкцијом сличне муљним, осим ако се користе за прављење вештачке кише где марају да остварују високе притиске (вишестепене). За погон се користе мотори са унутрашњим сагоревањем.

Рударске турбопумпе имају ограничења везаних за максималну црпну висину, а конструкцијски се изводе као муљне или пумпе за транспорт хидромешавина. Котловске турбопумпе служе за напајање и допуну парних котлова.

Нископритисне турбопумпе обезбеђују надпритиске до 0,5bar, обично остварују веће протоке, а конструкцијски се изводе као аксијалне или полуаксијалне турбопумпе.

Средњепритисне турбопумпе остварују надпритиске од 0,5 до 2bar, остварују средње протоке, а конструкцијски се изводе као полуаксијалне, једностепене радијалне, или вишестепене аксијалне турбопумпе.

Високопритисне турбопумпе стварају притиске веће од 2bar, остварују мање протоке, а конструкцијски се изводе као вишестепене или једностепене радијалне пумпе.

Према начину стартовања постоје самоусисне пумпе, које се могу пустити у рад без предходне припреме, док код несамоусисних потребно је да се усисни цевовод пре старта испуни радном течностју.

Подела према положају осе вратила пумпе, разликују се хоризонталне и вертикалне пумпе, а према положају у односу на слободну површину радне течности суве пумпе и потопљене пумпе.

Данас, у понуди великог броја произвођача, имамо и велики избор центрифугалних пумпи од којих су само неке приказане на слици (Сл. 1.26.).



а) несамоусисна, хоризонтална и вертикална пумпа за воду



б) самоусисна вишестепена пумпа за воду



в) потопљена, вертикална једностепена пумпа



г) пумпа за отпадне воде



д) центрифугалне пупе са различитим прикључцима у цевоводе

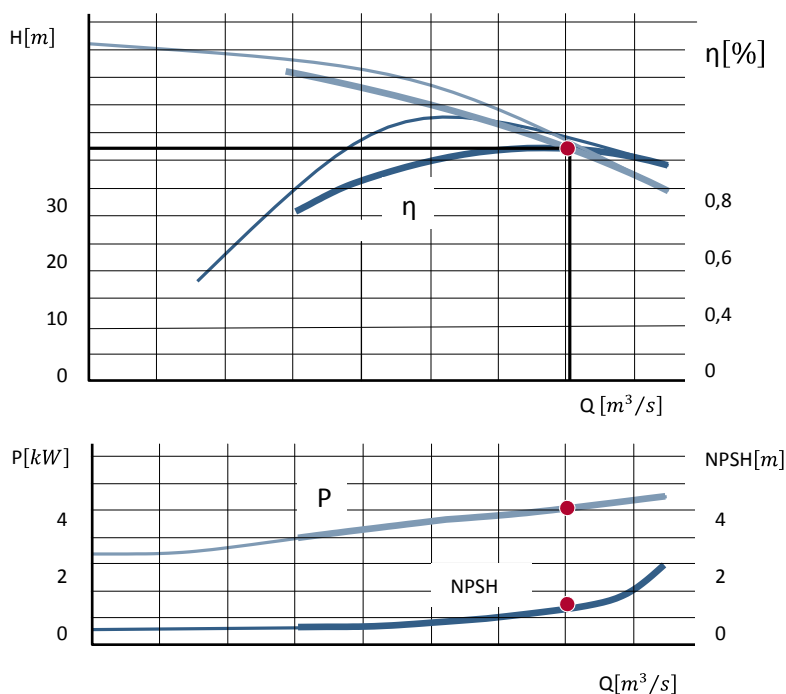
Сл.1.26. Изглед неколико центрифугалних пумпи које се данас могу наћи на тржишту

2. ГЛАВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦЕНТРИФУГЛНИХ ПУМПИ

Произведене центрифугалне пумпе увек су пропраћене документацијом, која у себи садржи податке (карактеристике) које потрошач користи да би одабрао пумпу. Подаци су најчешће дати у облику графика. Приликом пројектовања нове пумпе, жељене карактеристике су главни део за одабир типа и дизајна пумпе.

2.1. ГРАФИЦИ КРИВИХ КОЈИ ПРЕДСТАВЉАЈУ ГЛАВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ПУМПЕ

Основни подаци подразумевају: висину подизања радне течности (H) или јединични рад кола пумпе (Y_H) за различите протоке (Q); потребну снагу (P) за покретање пумпе, како би се припремила инсталација и као податак о потрошњи енергије; степен корисног дејства (η), као величина везана за ефикасност пумпе; крива NPSH даје информације о захтевима које систем треба да испуњава, како у пумпи не би дошло до појаве кавитације.



Сл.2.1. Криве главних карактеристика центрифугалне пумпе

2.1.1. ПРИТИСАК

Притисак представља однос силе која делује нормално на неку површину и те површине. Код течности, притисак нам показује стање флуида када је у мировању-статички притисак и када је у кретању-динамички притисак. Атмосферски притисак (p_a) је увек присутан, као резултат дејства поља. У односу на атмосферски, притисак може бити виши и онда се назива надпритисак или манометарски притисак (p_m), а ако је нижи од атмосферског притиска назива се подпритисак или вакуумски притисак (p_v).

$$p = p_a + p_m, p_v = p_a - p, \text{ мерна јединица је } \left[Pa = \frac{N}{m^2} \right], [10^5 Pa = 1 bar], \quad (2.1.)$$

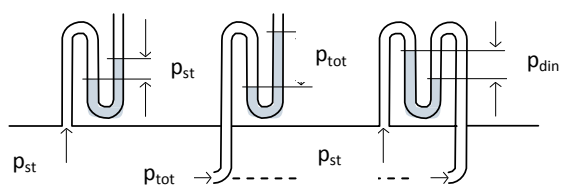
Статички притисак је притисак течности у мировању:

$$p_{st} = \rho gh, \quad [Pa] \quad (2.2.)$$

Динамички притисак је директна последица брзине струјања флуида:

$$p_{din} = \frac{1}{2} \rho v^2, \quad [Pa] \quad (2.3.)$$

Сликом (Сл.2.2.) објашњена је разлика између ова два притиска



Сл.2.2. Статички и динамички притисак

Тотални притисак је збир статичког и динамичког притиска

$$p_{tot} = p_{st} + p_{din}, [Pa] \quad (2.4.)$$

Укупна разлика притиска на улазу у пумпу и на излазу из пумпе израчунава се на основу разлике три врсте притиска.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{st} + \Delta p_{din} + \Delta p_{geo}, \quad (2.5.)$$

- Δp_{st} разлика статичког притиска, која се одређује директним мерењем на улазу и излазу пумпе,
- Δp_{din} разлика динамичког притиска,
- Δp_{geo} разлика геодетског притиска насталих услед разлике висина мерних инструмената.

Разлика динамичког притиска најчешће је једнака нули, јер су попречни пресеци улазних и излазних цеви једнаке а самим тим и брзине на улазу односно излазу

$$\Delta p_{din} = \frac{1}{2} \rho v_{iz}^2 - \frac{1}{2} \rho v_{ul}^2, \quad (2.6.)$$

Разлика геодетског притиска је

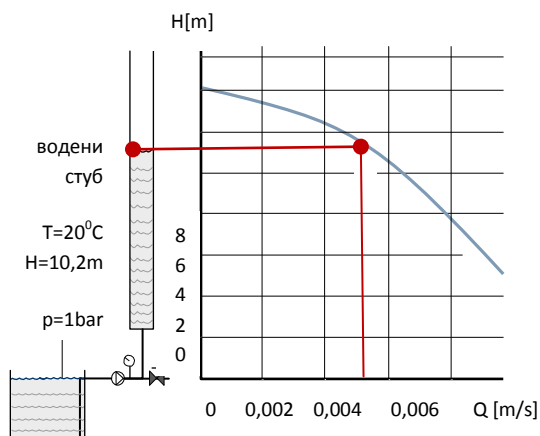
$$\Delta p_{geo} = \Delta z \rho g, \quad (2.7.)$$

Где је Δz разлика висина вакууметра (на улазу у пумпу) и манометра (на излазу из пумпе), па би и овај део притиска могао бити занемарљив.

2.1.2.ОДРЕЂИВАЊЕ КРИВЕ НАПОРА ПУМПЕ

Крива напора пумпе (H), или крива јединичног рада кола пумпе (Y_p), даје промену ових величина у функцији запреминског протока (Q). Проток је запремина течности која пролази кроз пумпу у јединици времена. Крива напора се одређује експериментално, у лабораторији на следћи начин (Сл.2.3.).

Пумпа се покрене и ради с константном брзином обртаја вратила (n). У том тренутку, вентил иза пумпе је потпуно затворен, па је и проток (Q) једнак нули. Висина подизања течности, у цеви која се налази такође иза пумпе, али испред вентила, је тада максимална. Када се вентил полако отвара проток ће се повећавати, а висина воденог стуба у цеви ће се смањивати. На тај начин добија се низ референтних тачака, које као на слици (Сл.2.3.).



Сл.2.3. Одређивање криве напора помоћу отворене цеви

Разлика притиска се лако добије, ако је позната висина дизања радне течности, при чему треба водити рачуна о њеној густини (ρ).

$$\Delta p = \rho g H \quad [\text{Pa}]. \quad (2.8.)$$

2.1.3. КРИВЕ СНАГЕ ПУМПЕ

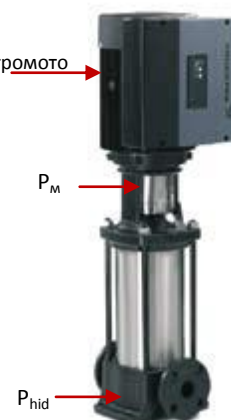
Код центрифугалних пумпи разликујемо две врсте снаге (Сл.2.4.). Једна је механичка снага P_m [W], која се на вратило пумпе доводи из погонски агрегата (електромотор или СУС) и дефинисана је изразом:

$$P_m = M_p \omega_p \quad [\text{W}], \quad (2.9.)$$

где је M_m [Nm]- обртни момент на вратилу пумпе.

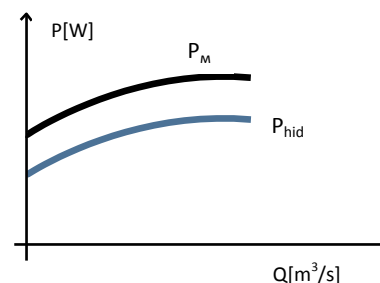
Хидрауличка снага P_{hid} [W], је снага која је са пумпе пренета на течност израчунава се на основу протока, напора и густине течности односно:

$$P_{hid} = H g \rho Q = \Delta p_{tot} Q \quad [\text{W}] \quad (2.10)$$



Сл.2.3 Снага

Криве механичке и хидрауличке снаге у зависности од запреминског протока приказане су графицима (Сл.2.4) и оне се не налазе у документацији пумпи, али су корисне за израчунавање ефикасности пумпе.



Сл.2.4. Криве механичке и хидрауличке снаге

2.1.4. КРИВЕ СТЕПЕНА КОРИСНОСТИ

Укупна ефикасност центрифугалне пумпе, представља однос снага на њеном излазу и улазу и изражава се укупним степеном корисног дејства, који се израчунава обрасцем:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_{hid} \cdot \eta_v [\%], \quad (2.11.)$$

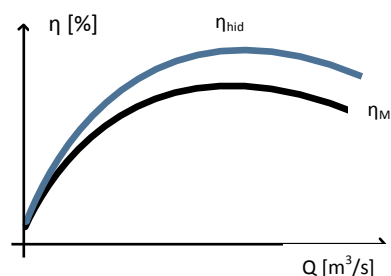
где су:

$\eta_m [\%]$ – механички степен корисности, који представља однос теоријског и стварног момента на вратилу пумпе ($\eta_m = M_t / M_{stv}$),

$\eta_v [\%]$ – запремински степен корисног дејства, који представља однос између стварног и теоријског протока ($\eta_v = Q_{stv} / Q_t$),

$\eta_{hid} [\%]$ – хидраулички степен корисног дејства, који представља однос између стварног напора и теоријског напора пумпе ($\eta_{hid} = H_{stv} / H_t$).

Проток при коме пумпа има највећу ефикасност односно при коме је степен корисног дејства максималне вредности, назива се оптимални проток (Q_{opt}).



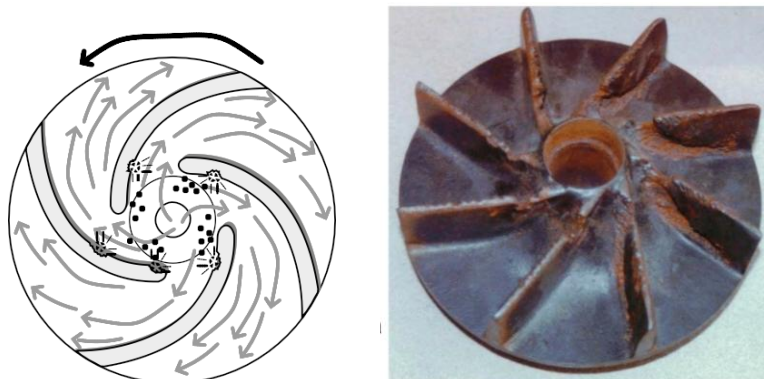
Сл.2.5. Криве ефикасности пумпе

2.1.5. КРИВА НА ГРАНИЦИ КАВИТАЦИЈЕ NPSH_r. КАВИТАЦИЈА

NPSH_r преводу са енглеског језика значи Нето Позитивну Усисну Висину, и представља термин који описује услове везане за кавитацију, која је непожељна и штетна појава. Ако при константној температури радног флуида дође до пада притиска испод вредности који одговара кључању на тој радној температури, на том месту појавиће се локално кључање, односно парна фаза радне течности. Створени мехурићи паре, наставиће струјање са течном фазом у зоне већег притиска, услед чега долази до нагле промене фазе и ишчезавања мехурића. Ова појава се назива кавитација и она има три фазе развоја, а последица њеног деловања су ерозивна оштећења на лопатицама радног кола (Сл.2.6).

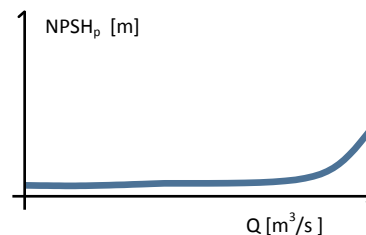
У циљу спречавања појаве кавитације морају се експериментално утврдити кавитацијска својства центрифугалне пумпе. За кориснике од највећег значаја је да знају каве радне

услове трба да обезбеде, па да у пумпи не дође до појаве кавитације. У случајевима када су наметнути строги кавитациони услови, ограничење је тренутак појаве кавитације, али чешће се узима тренутак, када напор пумпе падне за 3% у односу на напор пумпе при безкавитациском раду.



Сл.2.6. Последице кавитационе ерозије на лопатице радног кола

Крива која представља минималну висну, која се мора обезбедити на улазу у центрифугалну пумпу при којој течност почиње да кључа на радној температури, приказана је на графику (Сл.2.7.) и назива се кавитацијска резерва центрифугалне пумпе $NPSH_p$. Израчунава се обрасцем:



Сл2.7.Кавитацијска резерва центрифугалне пумпе

$$NPSH_p = \frac{1}{\rho g} (p_{tot} - p_D) \quad [m], \quad (2.12.)$$

где је p_{tot} притисак на улазној прирубници, а p_D притисак при ком течност почиње да испарава при постојећој радној температури. Крива кавитацијске резерве, добија се за највећи радни проток и температуру унутар радног опсега.

При инсталирању центрифугалне пумпе препоручује се дацрпна висина сигурности $NPSH_{Ap}$ буде за 0,5m већа од $NPSH_p$ или по препорци европске асоцијације произвођача

$$NPSH_{Ap} > NPSH_p = NPSH_{3\%} + 0,5 \text{ [m]},$$

$$NPSH_{Ap} > NPSH_p = NPSH_{3\%} \cdot (1,2 \div 2,0) \text{ [m]}. \quad (2.13.)$$

Ризик од појаве кавитације може се смањити на следеће начине:

- снижавањем нивоа пумпе у односу на ниво слободне овршине радне течности (отворени систем),
- повећањем притиска система (затворени системи),
- скраћивањем усисне гране постројења, чиме се смањује губитак услед трења,
- повећањем површине попречног пресека усисне гране, ради смањења брзине, самим тим и губитака услед трења,
- избегавањем места која изазивају пад притисака, услед локалних губитака (колена, сужења, промена површине попречног пресека...),
- спуштањем температуре радне течности како би се смањио притисак испаравања течности.

2.1.5.а) ГУБИЦИ ЕНЕРГИЈЕ ПРИ СТРУЈАЊУ РЕАЛНИХ ТЕЧНОСТИ

Подпритисак у хидрауличком систему са центрифугалном пумпом увек се јавља на усисном воду, односно на самом уласку у пумпу. Због тога се прорачун на кавитацију и изводи на усисној грани система применом Бернулијеве једначине за ниво слободне површине течности (0-0) и пресек на самом уласку у пумпу (1-1), по којој је збир енергија у оба пресека, једнак.

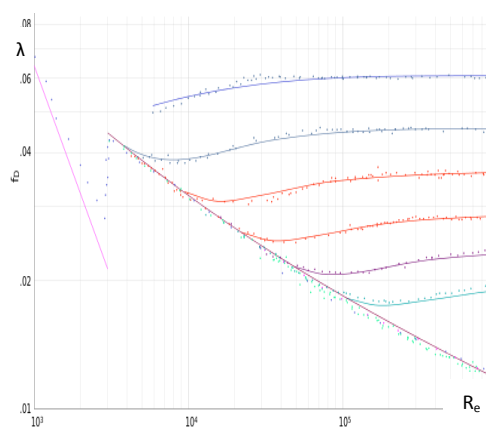
$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} + gH_0 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gH_1, \quad (2.14.)$$

Где је $p_0 \approx 1 \text{ bar}$ - атмосферски притисак; p_1 – радни притисак на улазу у пумпу; v_1 - брзина радне течности на улазу у пумпу; H_1 – висина улзне прирубнице у односу на слободну површину радне течности.

Наведена енергетска Бернулијева једначина односи се на идеалне течности, комплетна је када се попуни члановима, који су везани за трење у течности (коефициент трења λ) и локалне губитке енергије (коефициенти локалних губитака ξ_i) и постоје код реалних

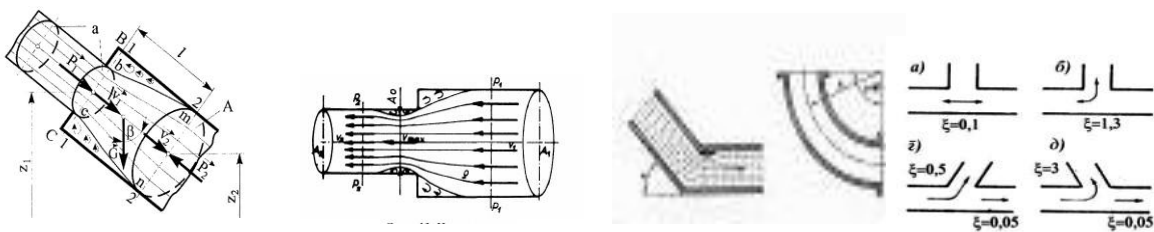
течности. Обе врсте губитака везане су за кинетичку, односно за енергију струјања флуида ($v^2/2$).

Коефициент трења λ се израчунава у зависности од врсте струјања течности да ли је ламинарно или турбулентно, а које се одређује помоћу Рејнолдсовог броја ($Re=2320$). За израчунавање коефициента λ , развијена је читава студија, јер је веома важно да буде што тачнији, са обзиром да је везан за дужину цеви (водоводи, нафтоводи...). На вредност овог коефициента утиче и хrapавост цеви, дебљина граничног слоја, пречник цеви. Велику олакшицу при одређивању коефициента трења даје дијаграм на слици (Сл.2.14.)



Сл.2.14. Дијаграм $\lambda-Re$

Коефициенти локалних губитака (ξ), добијени су углавном експериментално и односе се на места, на којима течност мења правац кретања (лакaт, колeно) или се струјање рачва у више праваца, или течност улази у зону наглог проширења односно сужења (Сл.2.15.)



Сл.2.15. Места на којима се јављају локални губитци енергије

Обрасци помоћу којих израчунавамо губитак енергије (пад притиска или изгубљену висину) су:

$$h_v = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2}, \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (2.15.)$$

$$h_\xi = \xi \cdot \frac{v^2}{2}, \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (2.16.)$$

где је: h_v – губитак енергије услед трења; h_ξ – губитак енергије на локалним местима.

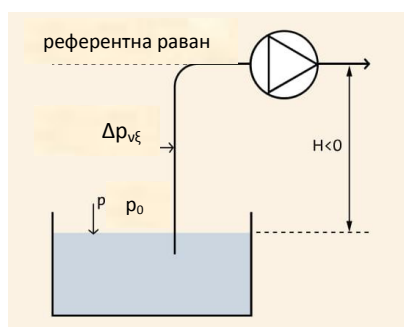
У овом теоретском осврту, коришћена је енергетска Бернулијева једначина, па је зато коришћен термин - губитак енергије, али ако ову једначину помножимо густином течности ρ имаћемо једначину притисака, па би тада говорили о паду притиска, или о изгубљеној висини, ако енергетску једначину поделимо убрзањем земљине теже g .

2.1.5.6) ПРИМЕРИ ИЗРАЧУНАВАЊА КАВИТАЦИЈСКЕ РЕЗЕРВЕ ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ

На примеру једног отвореног система за транспорт течности (Сл.2.16.), израчунавање кавитацијске резерве своди се на примену обрасца:

$$NPSH_{Ap} = \frac{p_0 + \rho g H - \Delta p_{v\xi} - p_D}{\rho g},$$

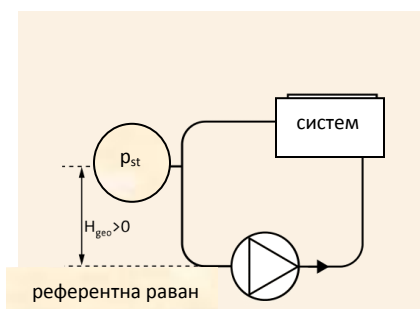
где су: p_0 – атмосферски притисак; $\Delta p_{v\xi}$ – укупан пад притиска услед хидрауличких отпора; p_D – притисак испаравања течности на радној температури; $\rho g H$ – статички притисак.



Сл.2.16. Отворени систем за транспорт течности

Повећање притиска система, примењује се на затвореном хидрауличком систему као на слици (Сл.2.17.), чиме се смањује ризик од појаве кавитације. Израчунавање кавитацијске резерве у овм случају је обрасцем:

$$NPSH_{Ap} = \frac{p_{stat} + p_0 - p_D}{\rho g} + \frac{v^2}{2\rho g} + H_{geo} - H_{v\xi},$$



Сл.2.17. Затворени систем

где су: p_{stat} – притисак система који смањује ризик појаве кавитације, јер спречава пад притиска на улазу у пумпу; H_{geo} – позитивна висина на улазу у пумпу; $H_{v\xi}$ изгубљена висина на савлађивање трења и локалних отпора.

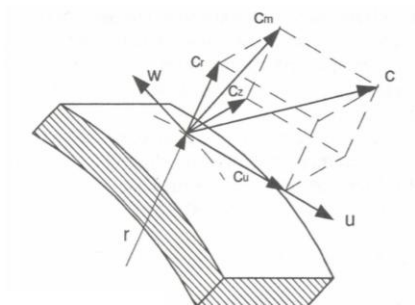
3. ОСНОВЕ ТЕОРИЈЕ СТРУЈАЊА РАДНЕ ТЕЧНОСТИ КРОЗ ПРОТОЧНЕ ОРГАНЕ

Основи теорије струјања радне течности кроз проточне органе центрифугалне пумпе, односе се на механизам претварања механичке енергије, доведене вратилу у енергију притиска и динамичку енергију (енергију брзине), које су резултат деловања инерцијалних сила на сваки делић радног флуида. Зато је потребно познавање закона кретања сваког флуидног делића течности која се налази у проточном органу пумпе. Данас без обзира што постоје многе развијене методе прорачуна, још увек се користи усвајање вредности на основу теорије сличности базиране на једноставнијим моделима.

Ојлерова једначина за пумпе, изведена је на основу троуглова брзина, помоћу којих се на основу протока флуида кроз радно коло могу израчунати, стварни напор (H_{st} са губитцима) и теоријски напор (H_t), пречник и ширина радног кола, брзина и остале карактеристике центрифугалне пумпе.

3.1. ТРОУГЛОВИ БРЗИНА

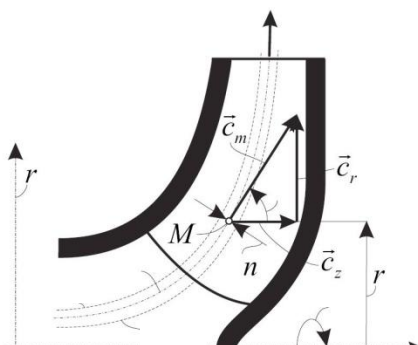
Струјање радног флуида у проточним органима центрифугалне пумпе је нестационарно $f(t)$ и просторно, па се сви струјни параметри дефинишу са три координате (Сл.3.1).



Сл.3.1. Просторно кретање флуидног делића

У случају струјања течности кроз центрифугалну пумпу, због природе струјања усвојен је поларно-цилиндрични координатни систем (r, θ, z) где је оса z везана за осу вртила радног кола. Разлагање просторног струјног поља унутар једне центрифугалне пумпе, се методом математичког моделирања своди на:

- просторну профилну решетку коју чине осносиметричне струјне површи и лопатице проточних органа центрифугалне пумпе (Сл.3.2.).
- дводимензиско струјно поље у произвољно изабраној меридијанској равни центрифугалне пумпе, које садржи меридијанске компоненте апсолутних брзина, (меридијанске брзине c_m), којима се остварује транспорт радног флуида кроз проточне органе пумпе (Сл.3.3.),

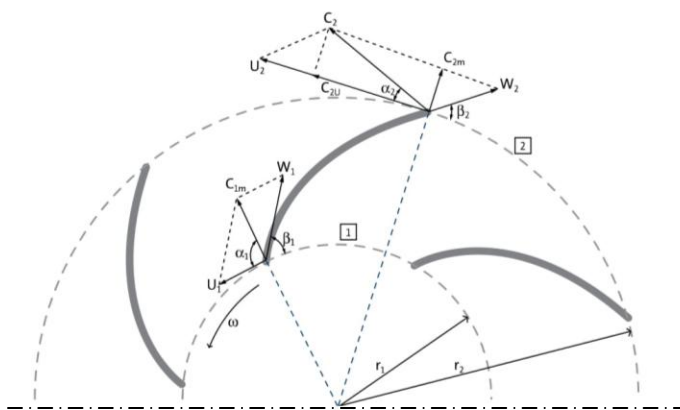


Сл.3.2. Дефиниција меридијанске брзине у проточном органу центрифугалне пумпе

Меридијанска брзина $\vec{c}_m$ се креће дуж „канала“ проточног органа пумпе и векторски је збир $\vec{c}_z$ – аксијалне брзине и $\vec{c}_r$ – радијалне брзине

$$\vec{c}_m = \vec{c}_z + \vec{c}_r, \quad (3.1.)$$

У овој пројекцији релативна и преносна брзина су нормалне на раван па се не виде

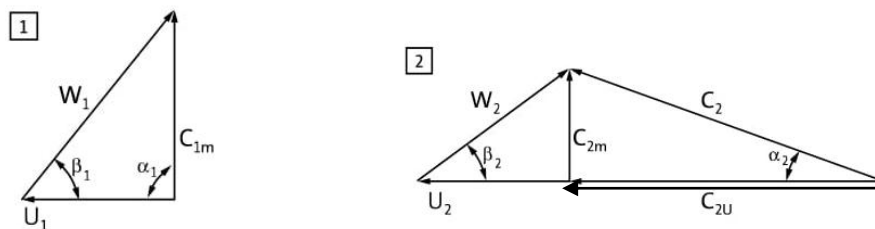


Сл.3.3. Меридијански пресек радног кола и брзине на улазу (1) и на излазу радног кола (2)

Апсолитна брзина $\vec{c}$ је брзина флуидног делића у односу на околину и представља векторски збир преносне брзине $\vec{u}$, која је последица обртања лопатице радног кола и релативне брзине $\vec{w}$, која представља брзину кретања флуидног делића у односу на лопатице радног кола.

Брзине на улазу у лопатично коло (са индексом 1) и на излазу из лопатичног кола (са индексом 2) изгледају као на слици.

Углови α_1 и α_2 су углови између правца апсолутних брзина $\vec{c}_1$ и $\vec{c}_2$ и тангенти на кружне путање на улазу и на излазу из лопатичног кола. Углови β_1 и β_2 су углови између праваца релативних брзина $\vec{w}_1$ и $\vec{w}_2$ и тангенти на кружне путање, са претпоставком да су то уједно и углови лопатица на улазу и излазу. Преносне брзине $\vec{u}_1$ и $\vec{u}_2$ су на истим правцима са наведеним тангентима. Графички приказ збира ових векторских величина представља троуглове брзина (Сл.3.4.)



Сл.3.4. Троуглови брзина: (1) на улазу у радно коло; (2) на излазу из радног кола

На улазу у лопатично коло (1), сматра се да доток флуида није ротациони па је $\alpha_1=90^\circ$, а апсолутна брзина $\vec{c}_1 = \vec{c}_{1m}$ се израчунава на основу протока (Q) кроз површину прстена (A_1) на улазу, (Сл.3.5.) која се израчунава обрасцем

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1, [m^2], \quad (3.3)$$

за радијално радно коло где је
 r_1 – радијални пложај ивице радног кола на улазу,
 b_1 – ширина лопатице на улазу,

односно

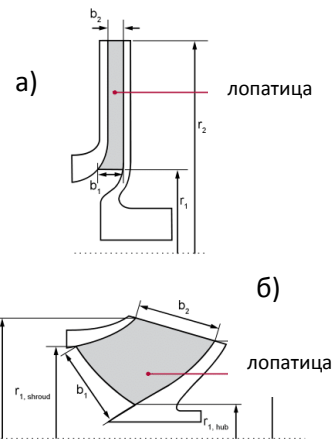
$$A_1 = 2\pi \frac{r_{1u} + r_{1i}}{2} b_1, [m^2], \quad (3.4.)$$

за аксијално радно коло.

Меридијанска брзина је, као и апсолутна на улазу:

$$c_{1m} = \frac{Q}{A_1}, \quad \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (3.5.)$$

где је Q – запремински проток (m^3/s).



Сл.3.5. геометрија радијалног а) и аксијалног б) радног кола

Преносна брзина на улазу у радно коло је

$$u_1 = 2\pi r_1 \frac{n}{60} = r_1 \omega, \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.6.)$$

где је

ω – угаона брзина $[s^{-1}]$,

n – број обртаја у јед. времена $[s^{-1}]$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}. \quad (3.7.)$$

На излазу из радног кола (2) површина (A_2) за радијално коло једата изразом

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2, \quad [m^2], \quad (3.8.)$$

где је

r_2 – радијални положај ивице радног кола на излазу,

b_2 – ширина лопатице на излазу,

а за аксијално радно коло

$$A_2 = 2\pi \frac{r_{2u} + r_{2i}}{2} b_2 [m^2]. \quad (3.9.)$$

Меридијанска брзина на излазу:

$$c_{2m} = \frac{Q}{A_2}, \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.10.)$$

преносна брзина на излазу:

$$u_2 = 2\pi r_2 \frac{n}{60} = r_2 \omega, \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.11.)$$

релативна брзина на излазу:

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.12.)$$

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}, \quad \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (3.13.)$$

Овим су дефинисане све брзине троуглова брзина на улазу у радно коло и на илазу из радног кола, које се користе у прорачунима центрифугалних пумпи.

3.1.1. ОЈЛЕРОВА ЈЕДНАЧИНА ЗА ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ

На основу троуглова брзина и закона о промени момента количине кретања Ојлер је поставио једначину, која је и данас у примени при прорачуну радног кола за центрифугалне пумпе тачно одређених карактеристика.

Момент количине кретања, постављен на основу равнотежне једначине у овом случају дат је једначином

$$T = Q_m (r_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \quad [Nm] \quad (3.14.)$$

при чему је $Q_m = \rho Q$, $[kg/s]$, запремински проток.

Снага вратила је дефинисана изразом

$$P_M = T\omega, \quad [W] \quad (3.15)$$

ако се узме у обзир (Сл.3.6) да је:

$$r_1 \omega = u_1,$$

$$r_2 \omega = u_2,$$

$$P_M = Q\rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \quad [W] \quad (3.16)$$

Хидрауличка снага дефинисана је изразом:

$$P_{hid} = \Delta p_{tot} Q = \rho g H Q, \quad [W]$$

Напор је

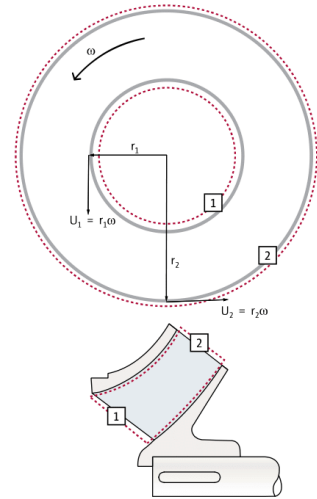
$$H = \frac{\Delta p_{tot}}{\rho g}, \quad [m].$$

Изједначавањем механичке и хидрауличке снаге и уврштавањем у једначину напора лако се добија једначина, позната као Ојлерова једначина за пумпе

$$H = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}, \quad [m] \quad (3.17)$$

Ова једначина се може написати и у облик

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad [m] \quad (3.18)$$



Сл.3.6. положај преносних брзина у односу на осу вратила, на улазу и излазу радног кола

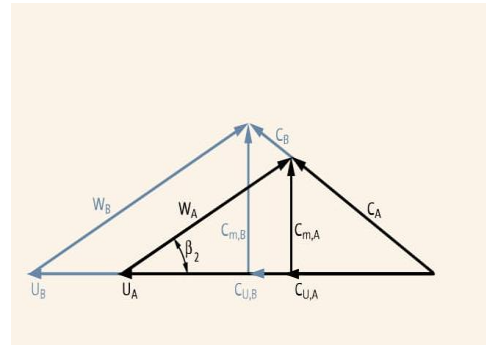
3.2. ПРИМЕНА ОЈЛЕРОВЕ ЈЕДНАЧИНЕ И ТЕОРИЈЕ СЛИЧНОСТИ ТРОУГЛОВА БРЗИНА ПРИ ГРАДЊИ ПУМПИ

Између геометрије радног кола и троуглова вектора брзина, постоји веза која се користи за предвиђање утицаја промене геометрије радног кола на промену напора центрифугалне пумпе (H) и њених осталих главних карактеристика. Услов да може да се примени правило сличности и Ојлерова једначина центрифугалних пумпи је да троуглови вектора брзина на оба радна кола буду слични (Сл.3.7.). Тада на основу геометријских величина и карактеристика постојеће пумпе А, може да се изврши прорачун величина за нову пумпу В са новим карактеристикама.

Са слике имамо следће једнакости:

$$\frac{u_B}{u_A} = \frac{c_{mB}}{c_{mA}} = \frac{c_{uB}}{c_{uA}}, \quad (3.19)$$

$$\frac{u_B}{u_A} = \frac{n_B D_{2B}}{n_A D_{2A}}, \quad (3.20)$$



Сл.3.7. Троуглови вектора брзина за две центрифугалне пумпе

где су:

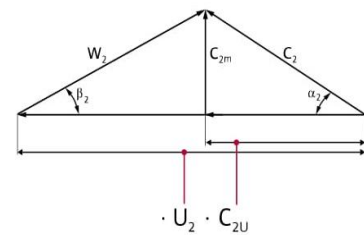
$n_A, [s^{-1}] = \text{const.}$ број обртаја вратила А,

$n_B, [s^{-1}] = \text{const.}$ број обртаја вратила В,

D_{2A} и D_{2B} - спољашњи пречници радних кола.

Код центрифугалних пумпи, код којих нема ротационог кретања радне течности на улазу у радно коло $c_{1u}=0$, (Сл.3.8) па је напор (H) одређен изразом

$$H = \frac{u_2 c_{2u}}{g}, [m]$$



Сл.3.8. Троугао вектора брзина када нема ротације на улазу у радно коло

За пумпе, А и њој сличној В имаћемо однос напора у зависности од геометрије радног кола и брзине обртаја вратила

$$\frac{H_B}{H_A} = \frac{u_{2B} c_{2uB}}{u_{2A} c_{2uA}} = \frac{n_B D_{2B}}{n_A D_{2A}} \frac{n_B D_{2B}}{n_A D_{2A}} = \left(\frac{D_{2B}}{D_{2A}} \right)^2 \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^2 \quad (3.21.)$$

Однос протока пумпе А и пумпе В добијамо из једначине дефиниције протока (Q), где је

$$Q = A_2 c_{2m} = \pi D_2 b_2 c_{2m}, \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (3.22.)$$

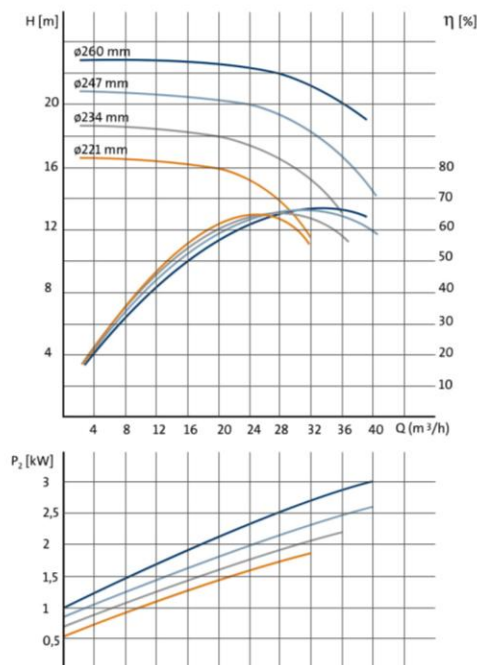
$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{\pi D_{2B} b_{2B} c_{2mB}}{\pi D_{2A} b_{2A} c_{2mB}} = \frac{D_B b_{2B} n_B D_{2B}}{D_A b_{2A} n_A D_{2A}} = \left(\frac{D_{2B}}{D_{2A}} \right)^2 \frac{b_{2B} n_B}{b_{2A} n_A}, \quad (3.23.)$$

Однос снага пумпе А и пумпе В добијамо из једначине:

$$P = Q \rho u_2 c_{2u}, \quad [W] \quad (3.24.)$$

$$\frac{P_B}{P_A} = \frac{Q_B \rho u_{2B} c_{2uB}}{Q_A \rho u_{2A} c_{2uA}} = \frac{Q_B u_{2B}}{Q_A u_{2A}} = \frac{Q_B H_B}{Q_A H_A} = \left(\frac{D_{2B}}{D_{2A}} \right)^4 \frac{b_{2B}}{b_{2A}} \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^2, \quad (3.25)$$

Примери кривих напора (H), снаге (P), и степена корисног дејства (η), за центрифугалне пумпе истих бројева обртаја (n), а различитих величина пречника радног кола (D₂) дати су слком (Сл.3.9.).



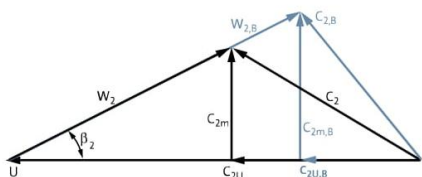
Сл.3.9.Карактеристичне криве центрифугалних пумпи са различитим пречником радног кола

Интересантно је да се регулација рада пумпе може вршити и променом броја обртаја, ако за то има могућности. Тада $D_{2B} = D_{2A}$ и $b_{2B} = b_{2A}$, па би се једначине (3.21;3.23 и 3.25) свеле на

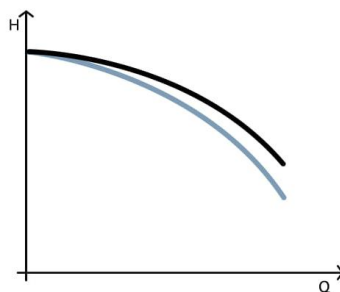
$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{n_B}{n_A}, \frac{H_B}{H_A} = \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2, \quad \frac{P_A}{P_B} = \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^3, \quad (3.26.)$$

3.3. УТИЦАЈ ПРОМЕНЕ ДЕБЉИНЕ ЛОПАТИЦЕ РАДНОГ КОЛА b_2

Повећањем ширине лопатице на излазу (b_2), смањује се излазна површина (A_2), чиме се повећава брзина (Сл.3.10) и то: преносна брзина (u) остаје непромењена и угао лопатице (β), смањују се брзине c_{2u} и c_2 али се повећава меридијанска брзина (c_{2m}). Напор (H) остаје непромењен, јер је и проток (Q) исти (Сл.3.11).



Сл.3.10. Троугао вектора брзина при промењеној ширини лопатице



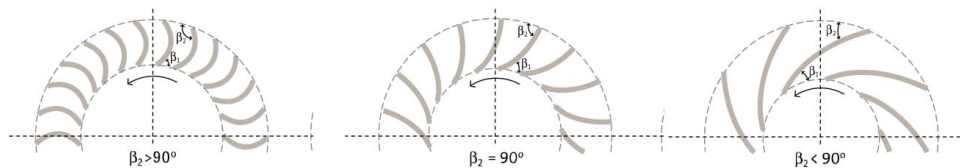
Сл.3.11. Промена криве напора као последица промене ширине лопатице

3.2.2. УТИЦАЈ УГЛА ЛОПАТИЦЕНА ИЗЛАЗУ β_2

Положај лопатица и њихив облик одређују угао β_2 , који се сматра првцем релативне брзине (Сл.3.12)

Утицај угла лопатице на излазу из радног кола, на напор пумпе дефинисан је обрасцем

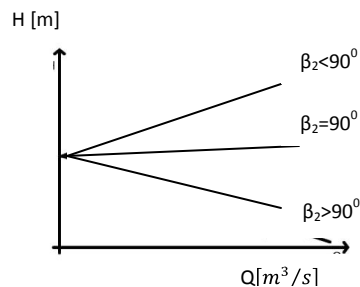
$$H = \frac{u_2}{\pi g D_2 b_2 \tan \beta_2} Q, \quad [m] \quad (3.27.)$$



Сл.3.12. Величина угла β_2 у зависности од положаја и облика лопатице

Напор пумпе варира линеарно у зависности од протока, а нагиб графика зависи од угла лопатице β_2 .

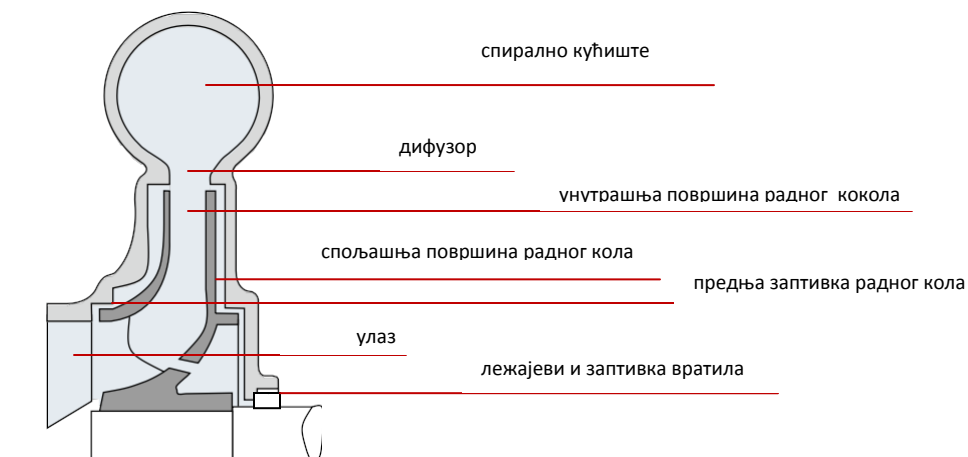
На слици (Сл.3.13.) представљени су графици напора пумпе добијени теоретским путем једначина (3.27.), али реални графици су закривљени, због различитих губитака у центрифугалној пумпи.



Сл.3.13. Теоретске криве напора за различите углове лопатица β_2

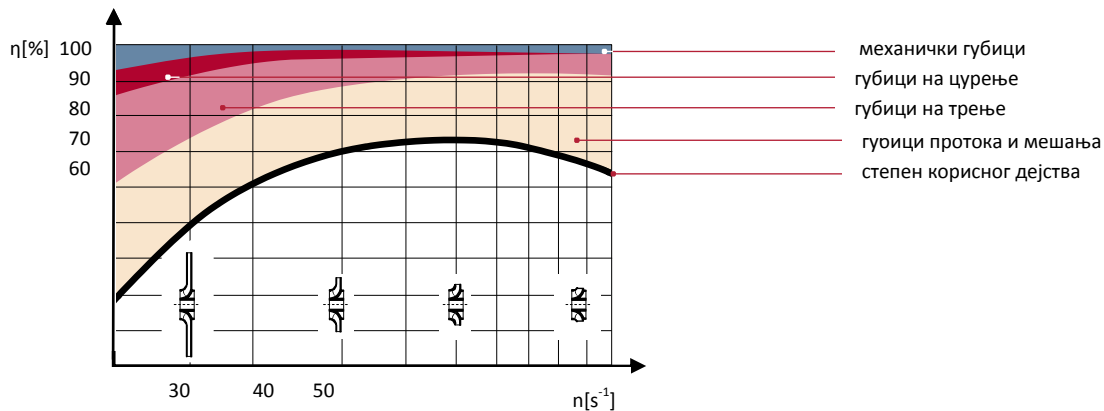
3.4. МЕСТА НА КОЈИМА СЕ ЈАВЉАЈУ ГУБИЦИ У ЦЕНРИФУГАЛНОЈ ПУМПИ

Места у центрифугалној пумпи, која узрокују механичке и хидрауличке губитке представљена су сликом (Сл.3.14.).



Сл.3.14. Компоненте у пумпи која проузрукују губитке

Различите врсте губитака утичу на губитак протока који проузрокује губитке напора и потрошње енергије а тиме се погоршава и ефикасност пупе. Установљено је да однос између хидрауличких и механичких губитака зависи од брзине обртаја лопатичног кола (Сл.3.15.).



Сл.3.15. Расподела губитака у функцији брзине обртаја

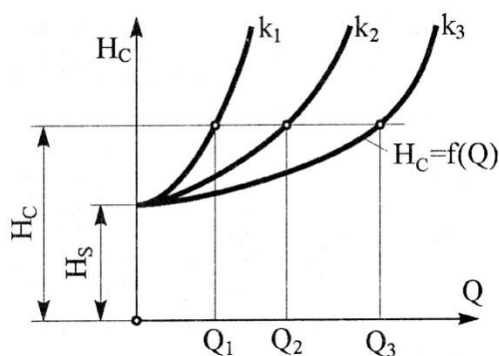
Уочава се да при великим бројевима обртаја радног кола (вратила) доминирају губици везани за проток и мешање, док при мањем броју обртаја доминантнији су губици на цурење и трење.

4. ПУМПЕ У ХИДРАУЛИЧКИМ СИСТЕМИМА

Центрифугалне пумпе у хидрауличким системима имају улогу да обезбеде циркулацију радне течности у системима управљања, системима за грејање, хлађење и подмазивање или да транспортују течност на жељену висину до крајњег потрошача. Хидраулички системи се састоје хидрауличких елемената (цеви, вентили...), у којима се јављају губици на трење и локални губици. Пумпа инсталирана у систем мора да савлада укупан напор ценовода (H_c) који се састоји из статичког напора (H_s) и динамичког (H_d).

4.1. КРИВА КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦЕВОВОДА

Једначина којом се представља поребни напор H_c представља математичку функцију, која може да се представи графички (Сл.4.1.) и која представља карактеристику ценовода.



Сл.4.1. Криве карактеристике ценовода

Математичка функција која описује криве на слици је потребни напор ценовода:

$$H_c = H_s + kQ^2, \quad (4.1)$$

где је k - коефициент карактеристике ценовода и дефинисан је изразом

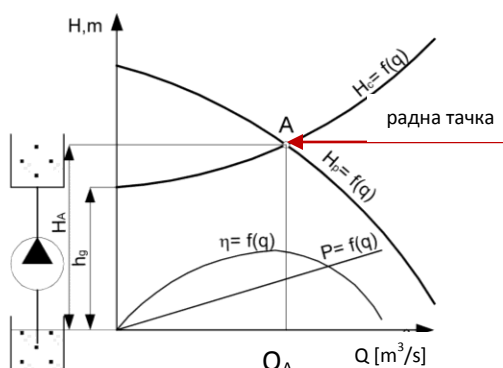
$$k = \frac{8}{gD^4\pi^2} \left(\lambda \frac{l}{D} + \sum \xi_i \right) \quad (4.2.)$$

На слици (4.1.) имамо различите криве карактеристике једног ценовода, које су добијене тако што је једноставним завртањем или одвртањем вентила промењен коефициент карактеристике ценовода, $k_1, k_2, k_3...$

Статички напор ценовода H_s представља збир висинске и пиезометријске висне које су за постављени ценовод константне величине.

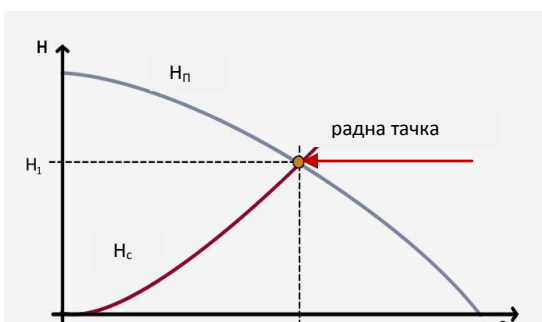
4.2. РАДНА ТАЧКА

Карактеристика центрифугалне пумпе (одељак 2.1.) је стално опадајућа величина, а карактеристика ценовода је растућа линија. Пресек ове две криве даје радну тачку, према којој се одређује режим рада (Сл.4.2.)



Сл.4.2. Одређивање радне тачке центрифугалне пумпе за отворене хидрауличке системе

Промена режима рада се врши променом радне тачке. Карактеристику пумпе не можемо да мењамо, јер је покреће електромотор који даје њену карактеристику, зато можемо да мењамо карактеристике ценовода преко вентила.



Сл.4.3. Одређивање радне тачке центрифугалне пумпе за затворене хидрауличке системе

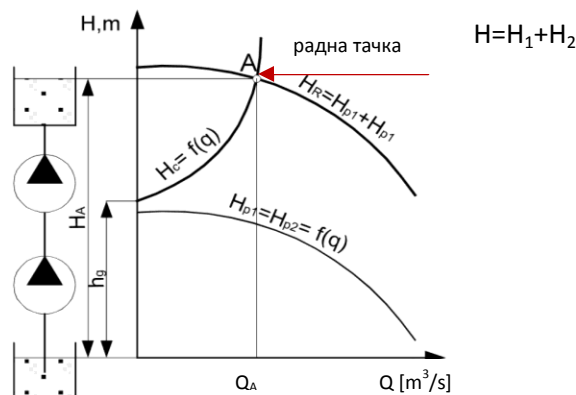
Код затворених система који углавном служе за циркулацију радне течности (хлађење, грејање), крива ценовода нема статички напор, и на графику $H-Q$, почиње из координатног почетка (Сл.4.3), а одређивање радне тачке је на потпуно истом принципу као код отворених система.

$$H_c = kQ^2, \quad (4.3)$$

За случајеве када једна пумпа не може да ради за одређен ценовод, могу се спрегнути две пумпе. Спрезање може бити редно или паралелно.

4.3. РЕДНО ВЕЗАНЕ ПУМПЕ

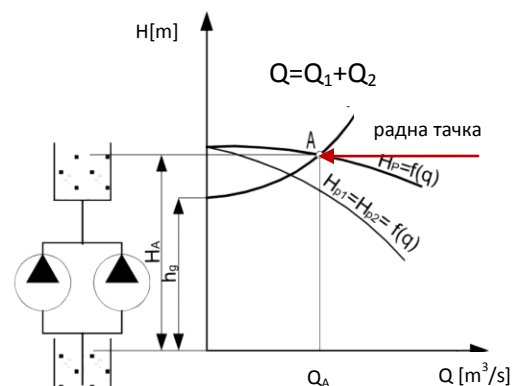
Код редне везе две центрифугалне пумпе (Сл.4.4.), напори обе пумпе се сабирају, јер је проласком кроз прву пумпу, струјна енергија флуида већ повећана. Битно је да пумпе не буду близу једна до друге, јер је течност по изласку из прве пумпе под притиском, који може да оштети другу пумпу.



Сл.4.4. Радна тачка хидрауличног система са редно везаним пумпама

4.4. ПАРАЛЕЛНО ВЕЗАНЕ ПУМПЕ

У системима код којих је велика варијација протока, а са захтевом за константним притиском, примењује се паралелно везивње пумпи (Сл.4.5.). Пример ових система су велики водоснабдедни системи, системи централног грејања и сл. Паралелно везане пумпе се користе и када је потреба помоћна или резервна пумпа. Веће оперативне вредности постижу се паралелно везаним пумпама, него једном великом пумпом, онда када максимални проток у систему траје кратко време.



Сл. 4.5. Радна тачка хидрауличног система са паралелно везаним пумпама

Закључак

Излагање у овом Завршном раду, требало је да пружи основне смернице да се једна центрифугална пумпа разуме и прихвати у целости.

Суштинско разумевање начина рада и кинструкције једне центрифугалне пумпе, произилази пре свега из познавања фундаменталних области машинства, а посебно теорије Механике флуида.

С обзором на то да, хидраулички системи у којима центрифугалне пумпе могу бити инсталиране сувеома различити, проблематика је врло опширна па превазилази оквире овог Завршног рада и залази у додатна изучавања, везана за одређене врсте најразличитијих научних дисциплина.

У сваком случају, врста флуида, радни режими у којима ће се налазити центрифугална пумпа, да ли је могуће постићи квалитативне и квантитативне захтеве, и много других детаља, требало бо да буду услов за одабир и конструкцију одговарајуће центрифугалне пумпе.

Овако сложене пројекте, највероватније обавља читав тим стручњака, који би требало да предводе машински инжењери.

Литература

- [4] Росић, Б., (2006) МОНТАЖА ДЕЛОВА И ПОДСКЛОПОВА ЦЕНТРИФУГАЛНЕ ПУМПЕ-скрипта, Машински факултет, Универзитет у Београду, Београд.
- [5] A. Stepanoff (1957) „Centrifugal and Axsilflow Pumps: theory design and application“
- [6] Вуковић, В., Ташин, С., (2006), УВОД У ХИДРОПНЕУМАТСКУ ТЕХНИКУ – трће допуњено издање, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука.