

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Механика флуида

Број индекса: 11/2017

Селена Р. Свичевић

Примена турбопумпи у хидрауличком систему

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Слободан Савић, ред. проф. – ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У току израде завршног рада кандидат треба посебну пажњу да усмери на:

- препоручену литературу у циљу суштинског разумевања турбопумпи,
- поделу турбопумпи: центрифугалне (радијалне), дијагоналне и аксијалне,
- принцип рада (теорија): кинематика, проток, кавитација, карактеристичне криве турбопумпи и др.,
- конструкциона извођења турбопумпи,
- заједнички рад турбопумпи, цевовода и осталих компонената и дефинисање њихових радних карактеристика,
- приказ практичне примене турбопумпи, а на основу стечених основних знања из обимне литературе наведене области и
- будући развој и закључна разматрања.

Препоручена литература:

[1] Бабић М., Стојковић С. Основе турбомашина, Београд, 1990.

Крагујевац, 27. 04. 2020. год.

Ментор:

Др Слободан Савић, ред. проф.

Резиме:

У раду је дата подела и описан принцип рада центрифугалних, дијагоналних и аксијалних турбопумпи, као и њихове радне карактеристике. Анализиран је проток и напор турбопумпи, као и настанак кавитације. Такође, анализирани су карактеристичне криве и заједнички рад турбопумпи и осталих компоненти хидрауличког система. Дата су конструкциона извођења за сва три типа турбопумпи и опис њихове примене у индустрији. На крају рада дата су закључна разматрања.

Кључне речи: турбопумпа, флуид, кавитација, конструкција.

Summary:

The paper presents the division and describes the principle of operation of centrifugal, diagonal and axial turbopumps, as well as their operating characteristics. The flow and effort of the turbopumps, as well as the formation of cavitation, are weakened. Also, the characteristic curves and joint operation of turbopumps and other components of the hydraulic system were analyzed. Design performances for all three types of turbopumps and a description of their application in industry are given. Concluding remarks are given at the end of the paper.

Key words: turbopump, fluid, cavitation, construction.

Садржај:

Резиме:	2
1. Увод.....	4
2. Основна подела пуми и турбопумпи	5
3. Принцип рада и осовне карактеристике турбопумпи	10
3.1. Принцип рада центрифугалних, аксијалних и дијагоналних пумпи	10
3.2. Проток и напор турбопумпи.....	14
3.3. Кавитација у турбопумпама	20
3.4. Карактеристичне криве турбопумпи.....	25
3.5. Заједнички рад турбопумпи са цевоводом и осталим компонентама.....	30
4. Конструкција турбопумпи и њихова примена	37
4.1. Конструкциона извођења центрифугалних, радијалних и аксијалних типова турбопумпи	38
4.2. Примена турбопумпи у индустрији	44
5. Закључак	48
Литература:	49

1. Увод

Пумпе су хидрауличне машине преко којих се у рад неке погонске машине, електромотора или неке друге машине, преноси на радни флуид. То се најчешће врши помоћу радног елемента као што су: клип, лопатице кола, крилца, мембрана или неки други елемент. На овај начин се повећава енергија радног флуида. Повећање енергије резултира повећањем притиска и кинетичке енергије.

Пумпама се преносе разне врсте течности, као што су вода, хемијске супстанце (базе и киселине) нафтни деривати, прехранбене намирнице (воћни сокови, млеко, уље и др.). Такође, њима се могу преносити и чврсте материје помешане са течностима (фекалне и муљне материје).

Турбопумпе представљају турбомашине, у којима се механички рад посредством лопатичног кола трансформише у струјну енергију радног флуида. Претварање механичког рада у струјну енергију радног флуида врши се у радном колу [1]. Динамичком интеракцијом лопатица радног кола и струје радног флуида који пролази кроз међулопатичне канале долази до конверзије енергије.

Турбопумпе су састављене од статорског дела кућишта, односно статора у којем је смештено радно коло с лопатицама – ротор. Радно коло, углавном је погоњено електромотором, а ређе мотором са унутарњим сагоревањем (СУС) или парном турбином. Окретањем ротора производи се струјање флуида кроз систем. На основу начина изведбе ротора и смеру струјања флуида у њем, турбопумпе могу бити радијалне (центрифугалне), радијално-осне (дијагоналне) и осне (аксијалне).

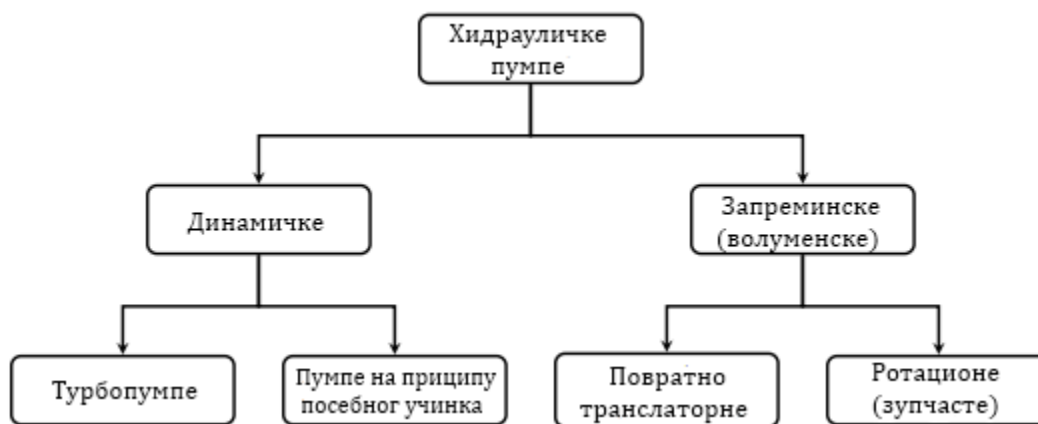
Овај тип пумпи служи за довод свих врста флуида, углавном течности у водоснабдевању, енергетским постројењима, хемијској индустрији, расхладним системима и системима централнога грејања и др. Како би се висина испумпавања повећала, користе се вишестепенасте пумпе са више једнаких пумпи серијских повезаних у једну. Осим турбопумпи постоји више типова динамичких пумпи код којих се рад заснива на посебним хидродинамичким законима. Ротационе пумпе користе се за мале протоке и велике напоре, па је због тога и њихова конструкција мањих димензија. Тако, на пример центрифугалне пумпе своју примену налазе тамо где је неопходан велики проток и при широком дијапазону напора.

2. Основна подела пумпи и турбопумпи

Данас постоји доста различитих конструкцијских изведби хидрауличких пумпи, јер су ове пумпе намењене за различите сврхе незаобилазне у свакодневном животу. Начини на које се пумпе могу поделити су различити и зависе од много фактора. Неки од начина су:

- према смеру струјања флуида: радијалне, полуаксијалне и аксијалне,
- према принципу рада: динамичке и запреминске (волуменске),
- према намени (радном медију): транспорт питке воде, напојне пумпе, загађујуће и медије штетне за животну средину.

Подела пумпи, према основним параметрима, заснива се на принципу рада, односно на механизму измене енергије у радном простору пумпе. Овј вид поделе приказан је на слици 2.1. У групу динамичких пумпи спадају оне пумпе код којих механизам за конверзију енергије заснива на неком хидродинамичком закону.



Слика 2.1. Подела хидрауличких пумпи

Динамичке пумпе поседују механизам за претварање енергије чији рад се заснива на неком хидродинамичком закону:

- *Турбопумпе* поседују систем претварања енергије чији се рад заснива према закону промене количине кретања (у ротору преносе снагу на течност, тако да стварају силу притиска на течност).
- *Пумпе на принципу посебног учинка* имају механизам за претварање енергије заснован на другом хидродинамичком закону.

Волуменске (запреминске) пумпе раде на принципу повећања притиска течности, који се постиже променом запремине радног простора:

- *Повратно транслаторне пумпе*, за чији рад су неопходни вентили или разводници. Могу бити штапне и мембранске.

- *Ротационе пумпе*, могу бити ламеларне и зупчасте, вијачне и др. За њихов рад нису неопходни вентили или разводнице да би постигле ефекат пумпања.

Код турбопумпи претварање енергије претежно се одвија по закону о промени количине кретања. Механизам за претварање енергије код осталих пумпи заснива се на неком другом хидродинамчком закону.

Турмашине које предају енергију флуиду називају се још и радне машине. Док се турбомашине који енергију флуида претварају у механички рад називају погонске машине.

Под погонске машине спадају:

- водне турбине,
- гасне турбине,
- парне турбине и
- ветротурбине.

У радне машине спадају:

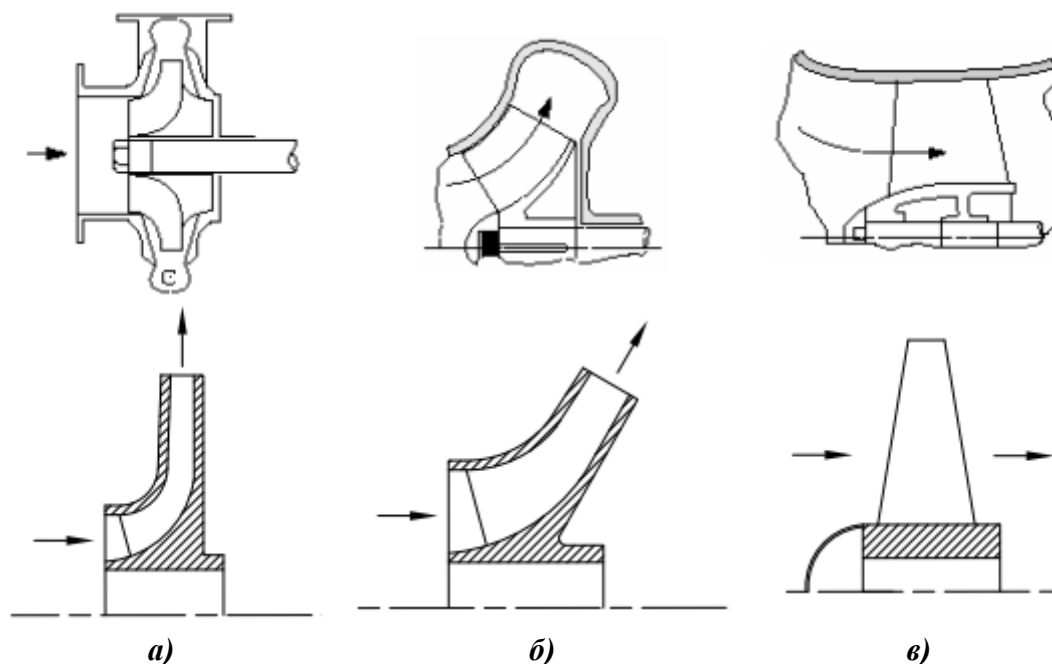
- пумпе,
- вентилатори и
- компресори.

Турбопумпе се могу поделити по више основа, па тако и према:

- 1) Према правцу струјања флуида у радном колу, који се пројектује на меридијанску раван пумпе, као и облику кола:
 - радијалне (центрифугалне),
 - радијално-осне (дијагоналне) и
 - аксијалне (осне).
- 2) Према броју радијалних кола смештених на једном вратилу:
 - једностепене и
 - вишестепене.
- 3) Према положају вратила:
 - са хоризонталним вратилом и
 - са вертикалним вратилом.
- 4) Према конструктивном решењу довођења радног флуида до радног кола:
 - турбопумпе са усисним грлом и

- турбопумпе са уисном спиралом.
- 5) Према начину довођења радног флуида до радног кола:
- са једностраним довођењем (једострујне) и
 - са двостраним довођењем (двострујне).
- 6) Према начину пуштања у рад. У зависности од тога да ли конструкција пумпе захтева да приликом пуштања турбопумпе у рад њен уисни цевовод мора бити испуњен радним флуидом или се може покренути и са празним уисним цевоводом, постоје:
- обичне и
 - самоуисне.
- 7) Према врсти радног флуида:
- водне,
 - уљне,
 - хемијске,
 - кондензантне,
 - муљне и
 - пумпе за пренос двокомпонентних мешавина.
- 8) Према приведној области у којој се примењују:
- индустријске,
 - рударске,
 - котловске,
 - за водоснабдевање и
 - наводњавање.
- 9) Према вредности притиска коју стварају на свом излазу:
- нископритисне,
 - средњепритисне и
 - и високопритисне.

Код радијалних турбопумпи, слика 2.2а. струјање флуида у ротору турбопумпе је вертикално на осу окретања самог ротора. Код аксијалне турбопумпе струјање флуида у ротору турбомашине је у смеру осе окретања самог ротора. Код радијално-осних турбопумпи струјање флуида у ротору турбомашине има карактеристике и аксијалне и радијалне турбомашине – пумпе.



Слика 2.2. Шематски приказ поделе турбопумпи према смеру струјања флуида: а) радијалне (центрифугалне), б) радијално-осне (дијагоналне), в) осне (аксијалне) [2]

У Еуроци се подела пумпи углавном врши према специфичном броју обртаја n_q , табела 2.1. Оваква подела хидрауличких пумпи погодна је приликом пројектовања саме пумпе, јер на почетку нуди податак о томе каква је конструкција пумпе најсврхисходнија за одређене потребе.

Табела 2.1. Подела пумпи према специфичном броју обртаја n_q [2]		
n_q	Тип	Висина доставе
$< 0,5$	Штапне пумпе	Зависно од материјала
< 2	Зупчасте пумпе	
$2 \div 10$	Вијачне пумпе	
$10 \div 30$	Спороходно радијална пумпа	800 m
$30 \div 50$	Средњеходно радијална пумпа	400 m
$50 \div 100$	Брзоходно радијална пумпа	60 m
$35 \div 160$	Полуаксијална пумпа	20 ÷ 100 m
$160 \div 400$	Аксијалне пумпе	2 ÷ 15 m

Специфични број обртаја (специфична учестаност) n_q дефинише се као број обртаја турбо пумпе n (o/min) која ради са напором $H = 1m$ и протоком $q = 1m^3/s$:

$$n_q = \frac{n_q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.1)$$

Ако се израз (2.1) прилагоди мерама које су дате у SI систему ($n, s^{-1}; Y, J/kg; q, m^3/s$) добија се израз:

$$n_q = 333 \frac{n_q^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad (2.2)$$

Према специфичној учестаности обртаја центрифугалне пумпе се деле на: спороходне, нормалне (средњоходне) и брзоходне. На слици 2.3 приказана је подела турбопумпи према специфичном броју обртаја, где су означене улазне величине.

$n_q = 11 \dots 22$	$n_q = 22 \dots 41$	$n_q = 41 \dots 82$	$n_q = 82 \dots 165$	$n_q = 165 \dots 490$
$D_2/D_0 = 2,5(3)$	$D_2/D_0 = 2$	$D_2/D_0 = 1,8..1,4$	$D_2/D_0 = 1,2..1,1$	$D_2/D_0 = 0,8..0,6$
a)			б)	

Слика 2.3. Подела турбопумпи према специфичном броју обртаја: n_q – специфични број обртаја, D_0 - , D_1 - , D_2 – пречник турбинског кола [3]

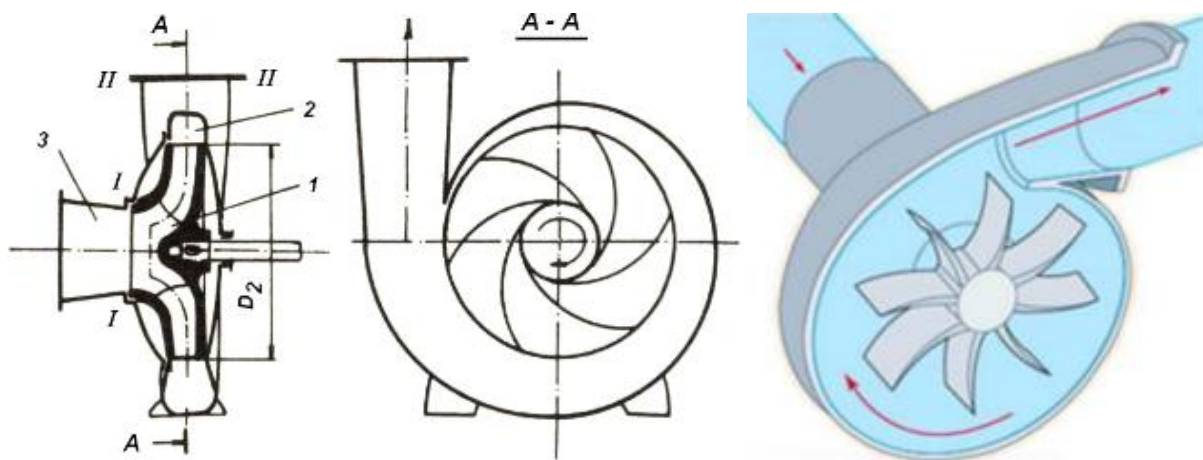
3. Принцип рада и основне карактеристике турбопумпи

Начин функционисања турбопумпи, нпр. проток и оптерећење машина при транспорту флуида (течности и гасова). Ови параметри одређују се на основу конструкције машина и броја обртаја радних елемената, као и хидрауличких својстава система у коме радне машине функционишу. Клипне и ротационе пумпе конструисане су за велика оптерећења и мале протоке, па је према томе и конструкција малих димензија.

3.1. Принцип рада центрифугалних, аксијалних и дијагоналних пумпи

На слици 3.1. приказана је шема центрифугалне турбопумпе, код којих је принцип рада следећи:

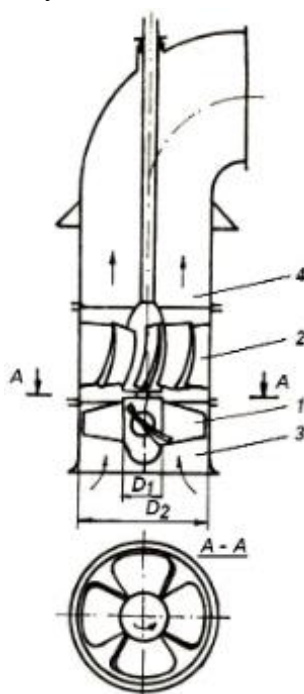
- Основни радни елемент центрифугалне пумпе је радно коло (1). Радно коло се састоји од задњег венца (основног) и предњег венца (поклопаца), у случају да радно коло нема предњи венац онда је то отворено радно коло. Између венаца радног кола налази се низ лопатица, углавном 5 до 8. Лопатице са венцима чине низ међулопатичних закривљених канала кроз које струји радни флуид. Сами међулопатични канали су осно-симетрично распоређени. Радно коло се поставља на вратило које је смештено у кућишту пумпе (2), а које у овом случају има облик спирале, па се назива и спирално кућиште или спирала. Излазни део спирале повезује се са излазним - одводни дифузором, а са којима се повезује потисни (одводни) цевовод. На другој страни на спиралу се поставља усисни поклопац (3) помоћу кога се флуид доводи из усисног резервоара преко цевовода на радно кола пумпе.



Слика 3.1. Шематски приказ центрифугалне пумпе: 1. радно коло, 2. кућиште, 3. конфузор (усисни поклопац) [4]

На слици 3.2. шематски је приказана аксијална турбопумпа, код које је принцип рада следећи:

- Радни флуид долази у радно коло (1) кроз доводну цев (3) и то у осном смеру. Радно коло чине, кућиште лежаја и лопатице, углавном од 3 до 8, а које су радијално постављене на кућиште лежаја.
- Лопатични профил равномерно и просторно се мења и на сваком произвољном радијусу има облик аеро-профила. При обртању радног кола услед узгонског деловања лопатица радног кола и течности, течности се повећава струјна енергија која се испољава порастом притиска и брзине. Код неких типова пумпи, као доводна цев служи добро обликован улазни део пумпе. У области радног кола делићи течности крећу се приближно по цилиндричним површинама, вршећи једновременно обртно кретање и кретање у осном правцу.

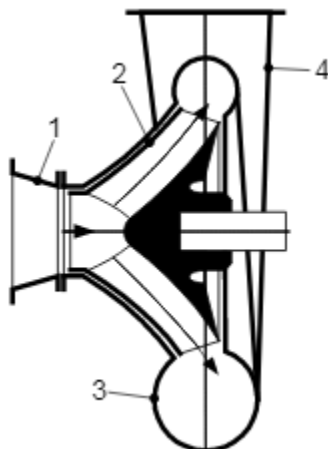


Слика 3.2. Шематски приказ аксијалне пумпе: 1. радно коло, 2. дифузор, 3. доводна цев, 4. одводна цев [4]

- На изласку из радног кола течност улази у дифузор (2). Дифузор је непокретан елемент са неколико лопатица и одговарајућом просторном површином, а изводи се тако да се обимска компонента апсолутне брзине струјања постепено смањује. Тада брзина струјања кроз радно коло опада, тј. кинетичка енергија опада, а на њен рачун расте енергија притисака. након изласка из радног кола течност одлази у одводну цев (4).

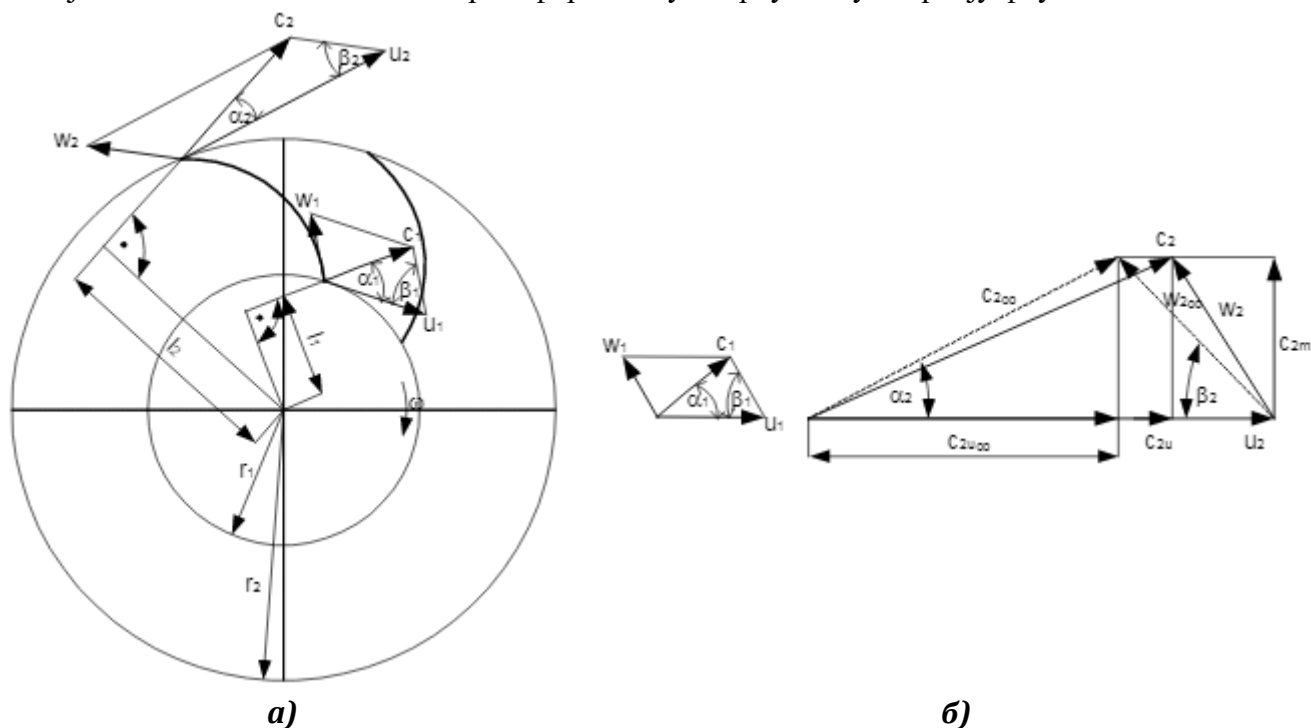
На слици 3.3. шематски је приказана дијагонална турбопумпа, дијагоналне пумпе (имају и радијалну и аксијалну компоненту). Дијагоналне пумпе комбинују предности аксијалног протока и радијалних пумпи. Као и код свих других типова центрифугалних пумпи, пренос енергије дијагоналних пумпи врши се процесима повезаним са протоком. Код

дијагоналних пумпи се течност пумпа дијагонално до вратила пумпе. Овај тип пумпи користи се за пренос нестишљивих течности, при средњим протоцима.



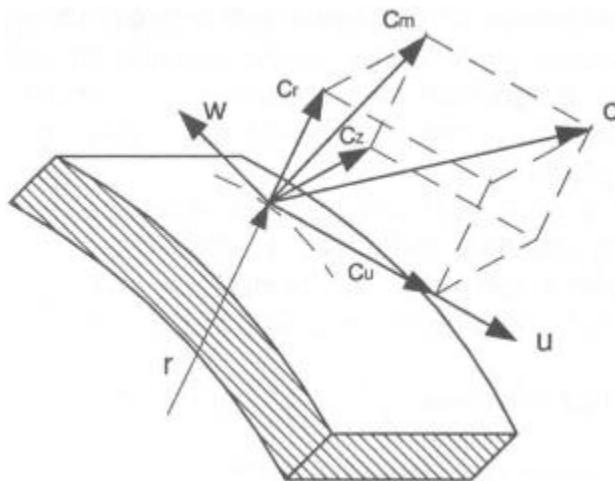
Слика 3.3. Шема дијагоналне пумпе: 1. конфузор, 2. радно коло, 3. доводни канал, 4. дифузор [3]

На слици 3.4а. приказана је кинематска шема раванског кретања флуида у радном колу, односно меридијански пресек радног кола и троуглови брзина на слици 3.4б. Енергија добијена од погонске машине се трансформише у хидрауличну енергију флуида.



Слика 3.4. а) шема раванског кретања флуида у радном колу, б) меридијански пресек радног кола и троуглови брзина: u_1 – преносна (обимска) брзина на улазу у коло, u_2 – преносна (обимска) брзина на излазу из кола, c_1 – апсолутна брзина на улазу у коло, c_2 – апсолутна брзина на излазу из кола, w_1 – брзина струјања флуида на улазу у коло, w_2 – брзина струјања флуида на излазу из кола, r_1 – полупречник кола на улазу, r_2 – полупречник кола на излазу из кола, ω – угаона брзина вратила [3]

У кинематици флуида посматра се промена узајамних положаја флуидних делић не тражећи узроке тј. у рачун се не уводе силе које делују на флуид. Тако се флуид разматра као лако деформишућа непрекидна средина па постоји битна разлика између промена које могу настати при кретању дела круте материје и флуидних делића. Флуидни делић се не креће само транслаторно и да при томе ротира, већ може мењати и свој облик и запремину, деформише се. На слици 3.5. приказана је шема просторног кретања флуида.



Слика 3.5. Просторно кретање флуида: u – преносна брзина, c – апсолутна брзина, w – брзина ступања флуида, c_r , c_z , c_m – апсолутна брзина (брзина тачке у апсолутном координатном систему) [3]

Просторно кретање флуида дефинисано је изразом:

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_r + \vec{c}_z \quad (3.1)$$

Просторно струјање флуида разликује се за сваки тип пумпе, па је тако:

$$\text{За центрифугалне: } c_z = 0, \quad c_m = c_r \quad (3.2)$$

$$\text{За дијагоналне: } c_z = 0, \quad c_m = c_r \quad (3.3)$$

$$\text{За аксијалне: } c_m = 0, \quad c_m = c_z \quad (3.4)$$

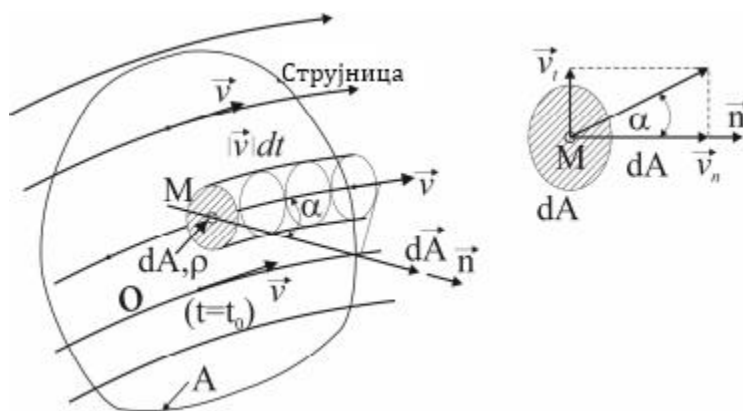
Турбопумпе карактеришу:

- велики проток,
- једноставна конструкција,
- унификација делова,
- лако управљање,
- аутоматизација и регулисање,
- лако одржавање и др.

3.2. Проток и напор турбопумпи

Веома важна основна величина која карактерише струјање флуида кроз хидраулички систем, односно пумпу је проток. Проток представља количину флуида која протекне кроз пресек струјног влакна или струјне цеви у јединици времена. У општем случају, проток је количина флуида која проструји кроз неку отворену, односно затворену површину у јединици времена. Код струјања нестишљивог флуида, као пренесена количина узима се запремина флуида, па се тако дефинише запремински проток или само проток. Када је реч о струјању стишљивог флуида, углавном се као количина флуида узима маса, па тако имамо масени проток.

Код одређивања израза у струјном простору се посматра површ A , по којој је у неком тренутку t_0 позната расподела брзине. На посматраној површи се уочава елементарна површина dA око тачке M у којој је брзина v . Вектор брзине v са усмереним елементом dA формира угао α , слика 3.6.



Слика 3.6. Величине које фигуришу у изразу код протока флуида: A – површина, t_0 – време, dA – елементарна површина, v – брзина, α – брзина [5]

Кроз уочену површину dA проструји, у правцу брзине v , у току бесконачно малог временског интервала dt количина флуида одређена запремином „елементарног косог шрафираног цилиндра“ чија је основица dA и изводница vdt , а висина $vdt \cos \alpha$ [5]. Ова запремина је одређена изразом:

$$dV = dA v dt \cos \alpha = (\vec{v} \cdot \vec{dA}) dt \quad (3.5)$$

где је:

$$dQ = \frac{dV}{dt} = (\vec{v} \cdot \vec{dA}) \quad (3.6)$$

Збир свих елементарних протока по површини A , односно интеграљење целе посматране површине даје израз за запремински проток у облику интеграла:

$$Q = \int_A (\vec{v} \cdot \vec{dA}) \quad (3.7)$$

Према изразу (3.7) може се закључити да је проток кроз површину dA одређује само компонента брзине која је управна на ову површину тј. лежи у правцу усмереног елемента dA . Тангентна компонента која има интензитет $v \sin \alpha$ (лежи у равни dA , управно на вектор dA) не доприноси протицању кроз посматрану површину. Тангенцијална компонента условљава клизање флуидних делића поред посматране површине dA .

Када је реч о масеном протоку, ако струји стишљив флуид онда масени проток износи:

$$dQ_m = \rho \cdot (\vec{v} \cdot \vec{dA}) = \rho dQ \quad (3.8)$$

одакле је:

$$Q_m = \int_A \rho (\vec{v} \cdot \vec{dA}) \quad (3.9)$$

У случају стишљивог флуида:

$$Q_m = \rho Q \quad (3.10)$$

где је:

$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ – густина средине

$Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$ – запремински проток.

Струјни проток је увек нормалан на раван код струјног влакна. Према томе масени и елементарни запремински проток су одаређени изразом:

$$dA = v dA \quad dQ_m = \rho v dA \quad (3.11)$$

Брзина струјања може се описати средњом брзином у датом попречном пресеку, а дефинише се изразом:

$$v_s = \frac{\int_A \rho (\vec{v} \cdot \vec{dA})}{A} = \frac{Q}{A} \quad Q = v_s \cdot A \quad (3.12)$$

Главне величине које карактеришу рад машина за пренос течности и гасова су проток и напор. Енергија која се преноси на струју тока, одређена је потпуно са густином дате средине, протоком и напором. Квалитет хидродинамичких и механичких величина за сваку машину може се изразити преко укупног степена корисности. Када се проток мери у јединици запремине онда је то запремински проток Q . Док је масени проток Q_m , kg/s .

Проток пумпи зависи од димензија и брзине кретања радних елемената, као и карактеристика цевне мреже са којом су повезане. Притисак који остварује пумпа одређује се из израза:

$$p = p_2 - p_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \rho + \rho g(z_2 - z_1) \quad (3.13)$$

где је:

p_2 , p_1 – релативни притисак на улазу и излазу из пумпе,
 c_2 , c_1 – средња брзина тока на улазу и излазу.

Ротор је основни елемент који флуиду (течности) даје центрифугално убрзање. Ротори се деле на више начина, а један од њих је и према смеру срујања флуида кроз ротор у односу на осу ротације:

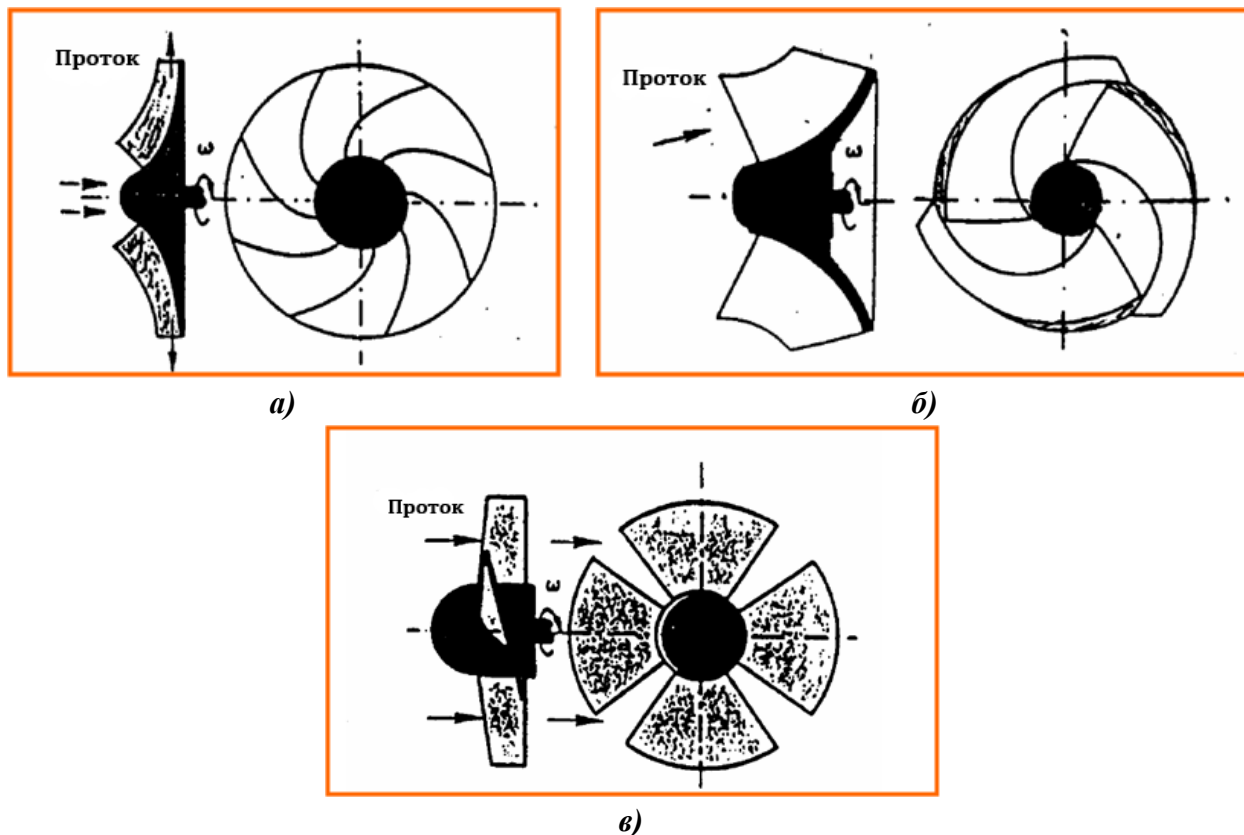
- радијално струјање - $\omega_s = 0,2 \div 1,2$, мали проток Q , висок напор h ,
- дијагонално струјање - $\omega_s = 1,0 \div 3,0$,
- аксијално струјање - $\omega_s = 2,0 \div 10$, велики проток Q , ниски напор h ,

На слици 3.7. приказане су врсте ротора турбопумпи према струјању флуида кроз ротор у односу према оси ротације. Специфична обимна брзина ω_s , s^{-1} представља однос капацитета и напора пумпе при задатој обимној брзини ω :

$$\omega_s = 2\pi \cdot n_s = 2\pi n \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (3.14)$$

где је:

n – број обртаја ротора, $1/s$,
 Q – запремински проток, m^3/s ,
 H – висина испорке, m



Слика 3.7. Проток флуида кроз ротор турбопумпи: а) центрифугално струјање, б) дијагонално струјање, в) аксијално струјање [6]

Када се израз (3.13) подели са чланом ρg добија се напор пумпе изражен у $[m]$, слика 3.4.:

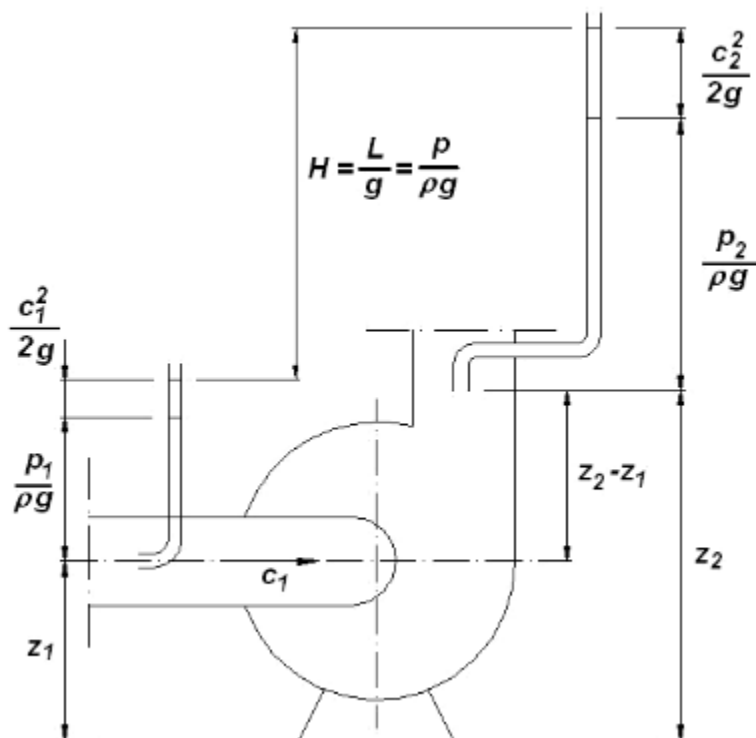
$$H = \frac{p}{\rho g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (3.14)$$

Када се прираст брзинског напора $\left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}\right)$ занемари, у појединим случајевима, онда је укупан напор једнак статичком:

$$H_{st} = \frac{p}{\rho g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (z_2 - z_1) \quad (3.15)$$

Напор код пумпи често се изражава у mm воденог стуба. Треба напоменути да је $1 mmVS$ еквивалентан притиску $9,81 Pa$. Важна величина која карактерише пумпе са енергетске стране је специфични корисни рад L_p (J/kg), слика 3.8:

$$L_p = \frac{p}{q} = gH \quad (3.16)$$



Слика 3.8. Укупан напор који оствари пумпа [4]

Користан рад представља рад струје добијен од радних елемената турбопумпе, а односи се на 1 kg радног флуида. Радни елементи турбопумпе повећавају енергију тока, како би се то остварило неопходно је константно узимање од радних елемената. Снага коју поседује ток струје на излазу из радне машине износи:

$$P_p = \frac{p \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000} = \frac{Q \cdot p}{1000}, kW \quad (3.17)$$

Када се примени израз (3.17), онда је снага тока:

$$P_p = \frac{m \cdot L_p}{1000} \quad (3.18)$$

Радни губици енергије су неизоставни у сваком радном процесу. Снага на излазном току мања је од снаге пумпе. Док однос између излазне снаге тока и снаге пумпе представља ефективни степен корисности:

$$\eta = \frac{P_p}{P} \quad (3.19)$$

За оцену енергетске ефикасности целог система користи се однос:

$$\eta = \frac{P_p}{P_e} \quad (3.20)$$

где је:

P_e – снага радне машине (електромотора).

За оцену ефективности пумпе узима се релативни термодинамички степен корисности.

Губици који се јављају при раду пумпе могу бити:

- запремински,
- хидраулички и
- механички.

Запремински губици, степен корисности, дефинише губитке до којих долази при претакању флуида у процепима пумпе услед радног притиска:

$$\eta_v = \frac{q_{vs}}{q_{vT}} = \frac{q_{vs}}{q_{vs} + \Delta q} \quad (3.21)$$

где је:

q_{vt} – теоријски проток кроз пумпу,

Δq – губитак протока у пумпи.

Хидраулички степен корисности узима у обзир све губитка који настају у флуиду током размене енергије (трење, вртложење):

$$\eta_h = \frac{H}{H_T} = \frac{H}{H + \Delta H} \quad (3.22)$$

где је:

H_T – теоријски напор пумпе (напор кола), m ,

H – напор пумпе, m и

ΔH – губитак напора.

Механички степен корисности дефинише губитке настале услед трења у механичким елементима пумпе, а представља се преко губитка снаге:

$$\eta_m = \frac{P}{P_T} = \frac{P}{P + \Delta P} \quad (3.23)$$

где је:

P_T – теоријска снага пумпе, W,

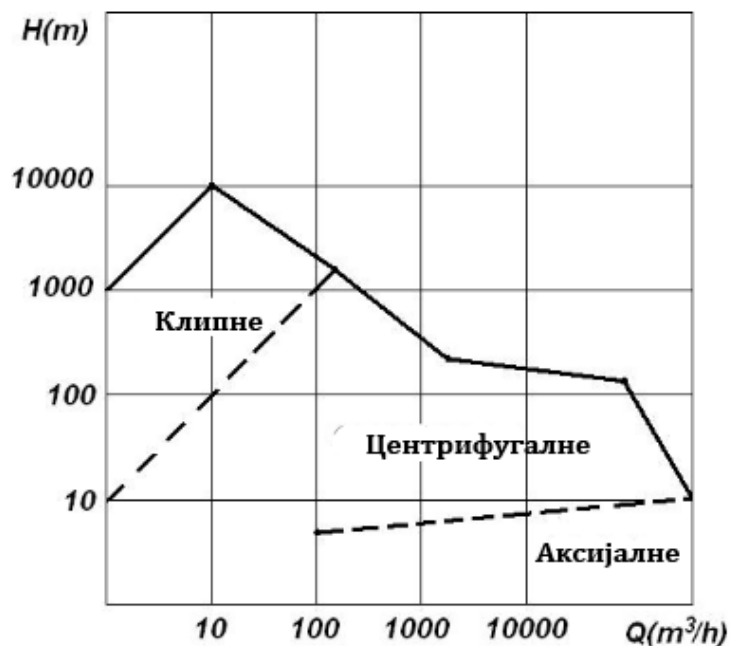
P – стварна снага пумпе, W и

ΔH – губитак снаге, W.

Укупан степен корисности пумпе је:

$$\eta = \eta_v + \eta_h + \eta_m \quad (3.24)$$

Проток и напор машина - пумпи за пренос флуида (течности и гасова) одређују се према конструкцији пумпе, као и броја обртаја радних елемената (ротора). Такође, зависе и од хидрауличких својстава система у који су пумпе серијски спојене. Клипне и ротационе пумпе конструисане су за велике напоре имале протоке па је због тога и конструкција малих димензија. Ротационе центрифугалне пумпе, као што је приказано на слици 3.9. обухватају област великих протока при широком дијапазону напора. Пумпе које остварују мале напоре и велике протоке углавном су аксијалне пумпе.



Слика 3.9. Дијаграм напора и протока пумпи различитих конструкција [3]

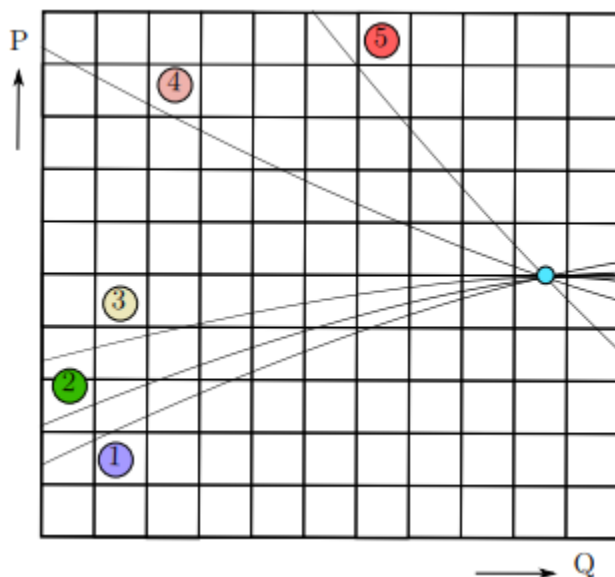
3.3. Кавитација у турбопумпама

Кавитација је процес настанка мехурића паре у струји течности при константној температури, на местима сниженог притиска и њиховог нестајања у зони повишеног притиска. Овај процес одвија се испод притиска засићене паре на одговарајућој температури. Пошто су услови у којима је притисак нижи од притиска засићености локалног карактера у турбо-машинама, јасно је да ће течност због протока достићи

подручје вишег притиска. Тада долази до кондензације течности, односно до имплозије мехурића паре течности.

Пример кавитације може се описати код турбопумпи центрифугалног типа и то:

- У случају пада притиска на доводу долази до тачке у којој се у струји течности појављују мали мехурићи паре. Овај феномен се назива и кавитациони почетак и формира се у подручју најнижег притиска. Ношени струјом флуида мехурићи достижу подручје вишег притиска где кондензују. Кондензација се одвија великом брзином и обично у непосредној близини површине елемента пумпе. Таква кондензација узрокује да течност великом брзином удара у саму површину, што резултира изузетно високим притисцима на малој површини (притисци могу достићи и до 400 MPa). Овај се поступак понавља и учесталост таквог процеса може досећи и до 25 kHz .



Слика 3.10. Утицај n_q на облик $Q - P$ дијаграма [7]

Фазе кавитације:

1. систем је у равнотежи, спољни притисак је изнад притиска засићене паре $p > p_p$,
2. $p = p_p$ наставља се пад притиска $p < p_p$, формирају се мехурићи паре који расту са даљим падом притиска,
3. даље повећање притиска, $p > p_p$ кондензација и продирање у околину течности у празном простору до његовог потпуног пуњења,
4. нагли пораст притиска ($200 \div 300 \text{ MPa}$), звучни ефекти, ерозија површинског слоја – кавитациона ерозија.

Због чињенице да се приликом кондензације стварају високи притисци, да је кавитација често велике фреквенције, доћи ће до релативно брзог разарања материјала пумпе, тзв. кавитациона ерозија. Брзина разарања материјала зависи од више фактора, од којих су најважнији:

- фреквенција,
- материјал,
- величина мехура и
- режим рада пумпе.

С обзиром на све горе наведено, јасно је да је кавитација непожељна појава у машинама, а током конструкције пумпе мора се учинити све како би се смањила могућност њене појаве. Последице изазване кавитацијом приказане су на слици 3.11.



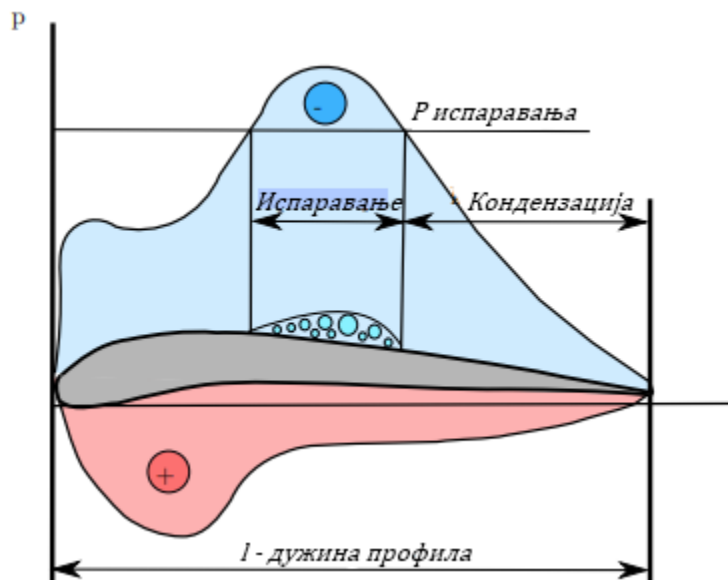
Слика 3.11. Последице ерозије на лопатици пумпе изазване кавитацијом [8]

У пракси се јавља неколико основних врста кавитације, а то су:

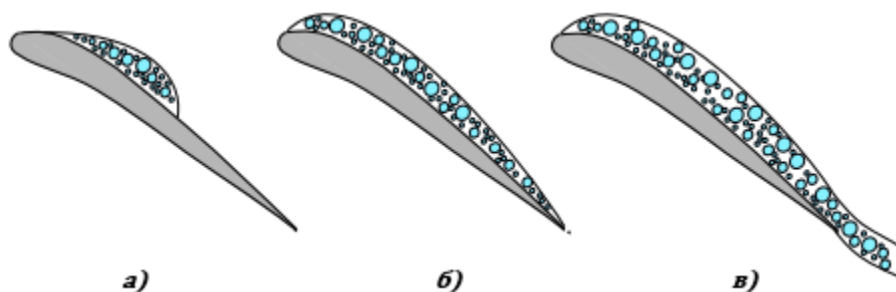
- кавитација профила,
- централна кавитација,
- кавитација празнина и
- кавитација због наглих промена режима.

При протоку флида (или површине) под углом, на површини профила формира се таква расподела притиска тако да са једне стране може бити виши притисак, а са друге нижи притисак. Овај феномен приказан је на слици 3.12. На слици 3.12. страна у којој се јавља надпритисак је означена црвеном бојом са знаком (+), док страна у којој се јавља притиска на профилу је означена плавом бојом и знаком (-).

У тренутку када притисак на страни притиска падне испод притиска испаравања, на површини профила формирају се мехурићи паре. Ови мехурићи остају у овој зони све док притисак не постане виши од притиска испаравања и не дође до тренутне кондензације и ерозије кавитације. Профилна кавитација може се поделити у 3 групе, зависно од њеног интензитета, слика 3.13.



Слика 3.12. Дијаграм настајања профилне кавитације [7]



Слика 3.13. Шема поделе профилне кавитације: а) почетна фаза, б) напредна фаза, в) суперкавитација [7]

а) **почетна фаза** – није штетна за пумпу и не утиче значајно на њене перформансе, кавитација се у овој фази може ануирати употребом одговарајућих материјала.

б) **напредна фаза** – кавитација у овој фази може изазвати велика оштећења у врло кратком року, такође, има и негативан утицај на карактеристике пумпе.

в) **суперкавитација** – степен кавитације који није опасан за пумпу, јавља се далеко од површине материјала тако да нема кавитацијске ерозије.

Кавитација у зазору јавља се услед превеликог зазора између ротора и кућишта пумпе. Познато је да постоје стране надпритиска и подпритиска лопатице, а ако је зазор између пропелера и кућишта пумпе превелик, течност прелази из стране надпритиска на страну подпритисак. Прелив са надпритиска на страну подпритиска омета проток течности и појављује се кавитација. Једини начин да се избегне овај тип кавитација јесте смањење зазора између лопатица и кућишта на минимум да би се задовољио услов који важи за следећи израз:

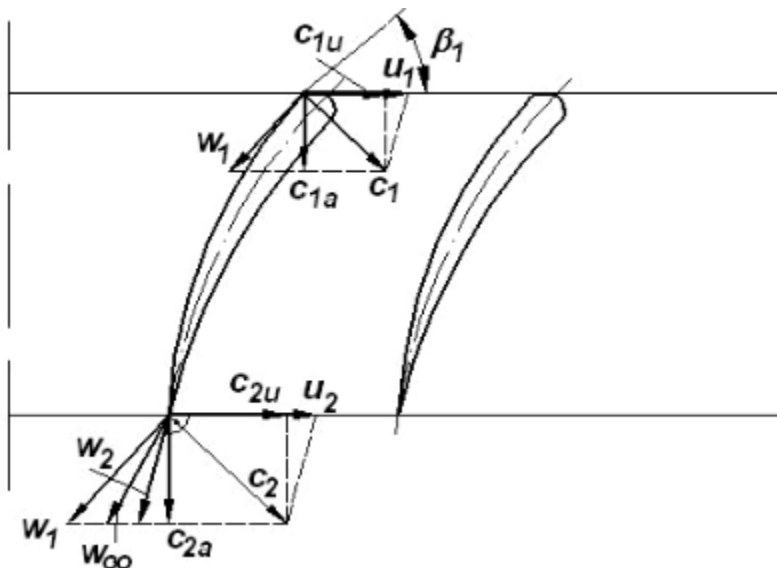
$$\delta_z = (0.0005 \div 0.001) \cdot D_{rotor} \quad (3.25)$$

где су:

δ_z – зазор,

D_{rotor} – спољашњи пречник ротора.

Средишња кавитација најчешће се јавља код водних турбина, углавном када раде у непрорачунски режимима рада. При раду турбопумпи изван конструкцијски утврђеног начина рада, конструкцијски услов $\alpha_2 = 90^\circ$ не важи. Како генератор електричне енергије захтева константну брзину, јасно је да ће проток на излазу турбине имати компоненту обимне брзине, слика 3.14. Компонента обимне брзине узрокује ротирање воде на излазу, тај ток има карактеристике природног вртлога.



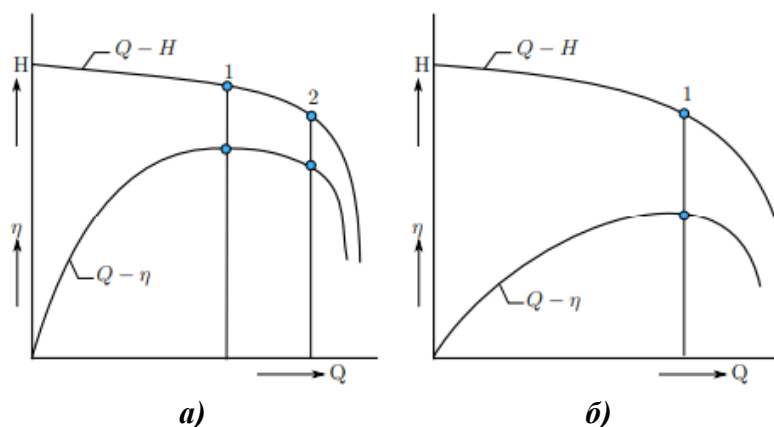
Слика 3.14. Распоред брзина у водним турбинама у прорачунском и ванпрорачунском режиму [4]

Вртлог има карактеристику да је момент ободне компоненте брзине константан, односно порастом радијуса R ободна компонента брзине пада:

$$R \cdot \overrightarrow{c_{2u}} = const. \quad (3.26)$$

Кавитација у пумпама узрокује вибрације, буку и нагли пад карактеристика $Q - H$ и $Q - \eta$. Имплозија мехурића паре у пумпи ствара буку у широком распону фреквенција и то према појединим изворима до 1 MHz. Поједини експерименти показали су да мањи мехурићи стварају буку веће фреквенције, а већи мехурићи стварају буку ниже фреквенције.

Утицај кавитације на криву $Q - H$ и $Q - \eta$ приказан је на слици 3.15. Услед појаве кавитације, долази до наглог пада висине снабдевања, те самим тим и ефикасности пумпе. Овај феномен се може објаснити чињеницом да је густина водене паре и до неколико хиљада пута мања од густине воде, што значи да ће волумен водене паре исте масе као и вода бити много већи, што ће смањити корисни пресек ротора. Из наведеног се може закључити да ће појава кавитације имати слабији утицај на пумпе са већим пресеком у ротору. Пошто су димензије повезане са специфичном брзином, можемо закључити да ће пумпе са вишом нк кавитацијом имати мањи утицај.



Слика 3.15. Дијаграм утицаја кавитације на карактеристику пумпе [7]

На слици 3.15а. приказане су карактеристике пумпе са нижом специфичном брзином, где тачка 1 означава *БЕР* тачку, док је тачка 2 тачка на којој кавитација почиње да се јавља. На слици 3.15б. приказане су карактеристике пумпе са већом специфичном брзином, где се тачка *БЕР* и тачка кавитације подударају, тачка 1, те се може уочити спорији пад криве се у односу на дијаграмом слика 3.15а.

3.4. Карактеристичне криве турбопумпи

Зависности $H = f(g)$, $P = f(g)$ и $\eta = f(g)$, које се дефинишу при $n = const.$, називају се карактеристичним кривама турбопумпи. Тако је теоријска зависност $H = f(g)$ веза између напора турбомашине (турбопумпе) и њеног капацитета, не узимајући у обзир вртложење на улазу у радно коло. Одакле следи да је теоријски напор турбопумпе:

$$H_T = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} \quad (3.27)$$

где су:

u_2 – преносна брзина на излазу из кола,

c_{2u} – апсолутна брзина на излазу кола.

Из троугла брзина, на излазу из радног кола:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (3.28)$$

где је:

c_{2m} – меридијанска компонента апсолутне брзине.

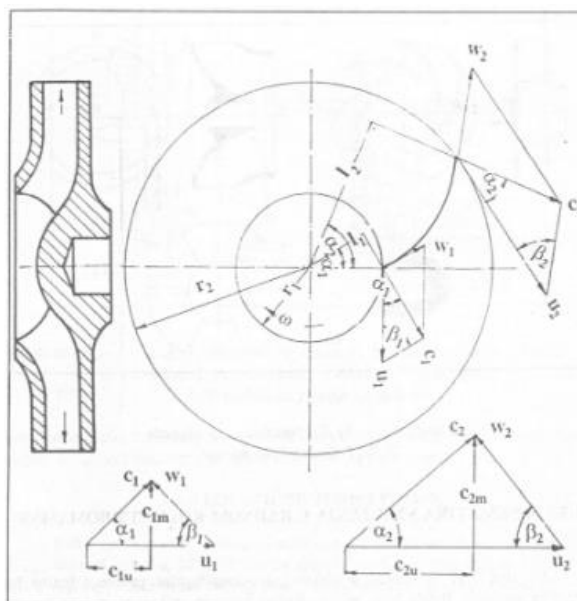
На слици 3.16. приказан је меридијански пресек радног кола и троуглова брзина код радијалне (центрифугалне) пумпе. Теоријски капацитет турбомашине дефинише се изразом:

$$q_T = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2m} \quad (3.29)$$

где су:

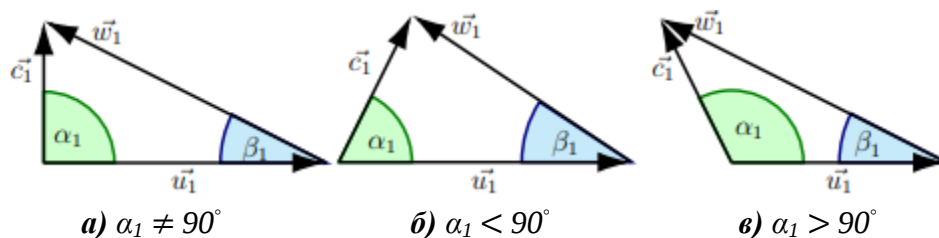
D_2 – пречник радног кола на излазу,

b_2 – ширина канала у меридијалној равни.

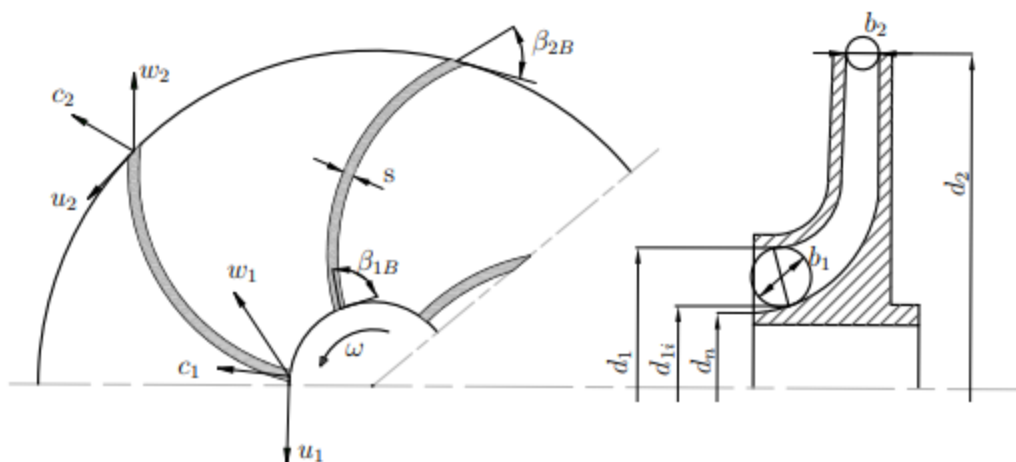


Слика 3.16. Меридијански пресек радног кола и троуглови брзина центрифугалне пумпе: u_1 – преносна (обимска) брзина на улазу у коло, u_2 – преносна (обимска) брзина на излазу из кола, c_1 – апсолутна брзина на улазу у коло, c_2 – апсолутна брзина на излазу из кола, w_1 – брзина струјања флуида на улазу у коло, w_2 – брзина струјања флуида на излазу из кола, c_{1m} – меридијанска компонента апсолутне брзине на улазу у радно коло, c_{2m} – меридијанска компонента апсолутне брзине на излазу из радног кола, r_1 – полупречник кола на улазу, r_2 – полупречник кола на излазу из кола, ω – угаона брзина вратила [3]

Конструкционе изведбе пумпи код којих флуид не улази аксијално ($\alpha_1 \neq 90^\circ$) већ се флуид приликом улаза у пумпу креће у смеру ротације саме пумпе ($\alpha_1 < 90^\circ$) или у супротом смеру ротације пумпе ($\alpha_1 > 90^\circ$), слика 3.17. У случају да постоји предротација $\alpha < 90^\circ$ смањује се момент који се преноси, потребну снагу, те самим тим и висину добаве пумпе. У случају $\alpha > 90^\circ$ догада се обрнуто - момент, потребна снага и висина добаве се повећавају. На слици 3.18. шематски је приказан ротор центрифугалне пумпе.



Слика 3.17. Троуглови брзина на улазу у турбопумпу зависно од начина струјања флуида [7]



Слика 3.18. Шематски приказ ротора центрифугалне пумпе с главним димензијама: b_1 - ширина канала на улазу, b_2 - ширина канала у меридијалној равни, d_1 - пречник радног кола на улазу, d_2 - пречник радног кола на излазу, d_n - пречник ротора главчине пумпе [7]

Апсолутна брзина $\vec{c}$ може се раставити на две компоненте и то на:

- меридионалну компоненту $\vec{c}_m$ и
- ободну компоненту $\vec{c}_u$.

У случају да је струјање флуида на улазу у пумпу аксијално онда је ободна компонента апсолутне брзине $\vec{c}_u$ занемарљива. Тада следи да је $\vec{c}_1 = \vec{c}_{1u} + \vec{c}_{1m} = \vec{c}_{1m}$. Израз за апсолутну брзину може се написати у облику:

$$\vec{c}_1 = \frac{Q_{La}}{A_1} = \vec{c}_2 = \frac{A_2}{A_1} \quad (3.30)$$

где су:

A_1 – површина на улазу у ротор,

A_2 – површина на излазу из ротора и

Q_{La} – проток флуида кроз ротор пумпе (пројектни проток).

Површине A_1 и A_2 једнаке су:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 + d_n^2) \quad (3.31)$$

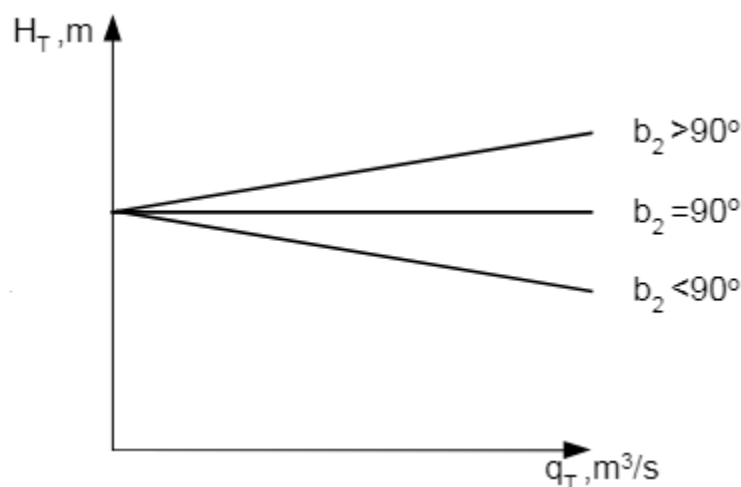
$$A_2 = d_2 \cdot \pi \cdot b_2 \quad (3.32)$$

где су:

d_n – пречник главчине ротора пумпе,

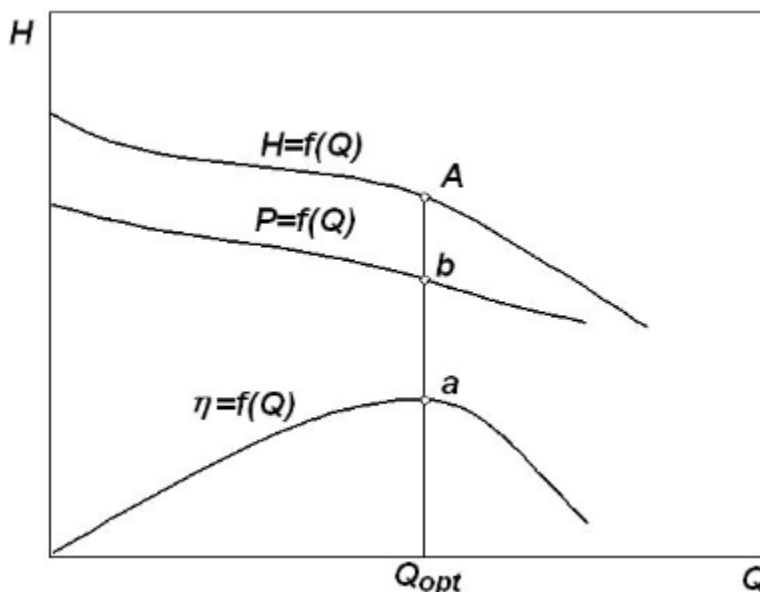
b_2 – висина излаза ротора.

Узимајући у обзир сва три случаја струјања флуида кроз турбомашину може се уочити да је зависност $H = f(g)$ линеарна функција протока. На слици 3.19. приказан је дијаграм протока флуида у зависности од $H = f(g)$ за случајеве када је $(\alpha_1 > 90^\circ)$, $(\alpha_1 = 90^\circ)$ и $(\alpha_1 < 90^\circ)$.



Слика 3.19. Дијаграм протока флуида у зависности од $H = f(g)$ за случајеве када је $(\alpha_1 > 90^\circ)$, $(\alpha_1 = 90^\circ)$ и $(\alpha_1 < 90^\circ)$ [3]

Карактеристика снаге аксијалних машина показује смањење снаге при повећању протока, слика 3.20. или је приближно паралелна апсциси. Због тога је пуштање у погон аксијалних машина дозвољено само при отвореним запорним органима на излазном цевоводу.



Слика 3.20. Карактеристике аксијалне пумпе при $n = \text{const}$ [4]

Најважнија карактеристика турбопумпи јесте NPSH – нето позитивна усисна висина (*eng. Net positive Suction Head*). Изражава се у метрима воденог стуба течности која улази у пумпу и представља разлику притиска у тачки осе пумпе и притска паре изнад течности на радној температури. Најважније карактеристике центрифугалних пумпи су:

- притисак нето позитивног усиса:

$$p_{NPSH} = \rho \cdot g \cdot h + p_a + p_v - \Delta_p \quad (3.33)$$

- висина нето позитивног усиса:

$$h_{NPSH} = h + \frac{p_a - p_v - \Delta_p}{\rho \cdot g} \quad (3.34)$$

где су:

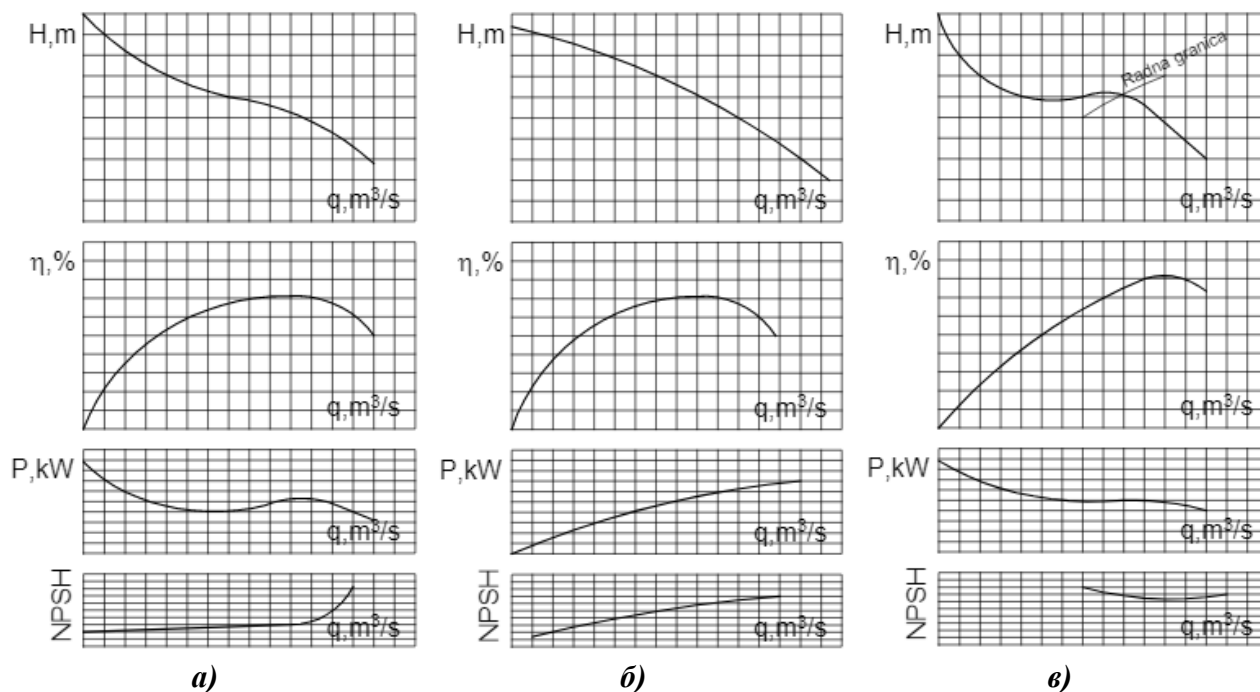
p_a – притисак у резервоару из којег се врши пумпање,

p_v – притисак паре изнад течности на радној температури,

Δ_p – губитак притиска трењем у усисном цевоводу и

h – разлика висине нивоа течности у резервоару из којег се пумпа и осе пумпе.

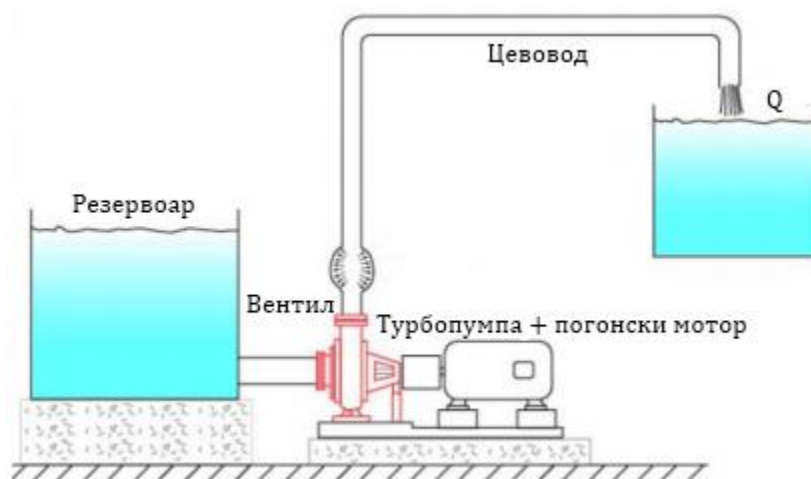
Расположива нето позитивна усисна висина претставља функцију система и геометрије усисног цевовода пумпе. Док потребна нето позитивна усисна висина је функција облика ротора и капацитета пумпе. Располагава NPSH мора бити већа од потребне NPSH, како не би дошло до кавитације. На слици 3.21. приказани су дијаграми карактеристичних криви за центрифугалне, дијагоналне и радијалне пумпе.



Слика 3.21. Карактеристичне криве турбопумпи: а) центрифугалних, б) дијагоналних, в) аксијалних: H – висна добаве [m], η – степен корисности пумпе [%], P – снага пумпе [kW], $NPSH$ – нето позитивна усисна висина, q – проток пумпе [m^3/s]

3.5. Заједнички рад турбопумпи са цевоводом и осталим компонентама

Пумпа у спрези са цевоводом остварује проток Q који зависи од карактеристика пумпе, цевовода и положаја резервоара у који се пумпа. На слици 3.22. шематски је приказан пример повезивања турбопумпе у индустријски пумпни систем.



Слика 3.22. Пример индустријског пумпног система [9]

Ако се анализира рад везе пумпе са цевоводом први услов који се мора задовољити следи из једначине континуитета:

$$Q_{mp} = Q_{mcj} \quad (3.35)$$

Односно масени проток пумпе мора бити једнак масеном протоком цевовода. За нестишљиву течност $\rho_p = \rho_{cj}$ тако да буде задовољен и услов:

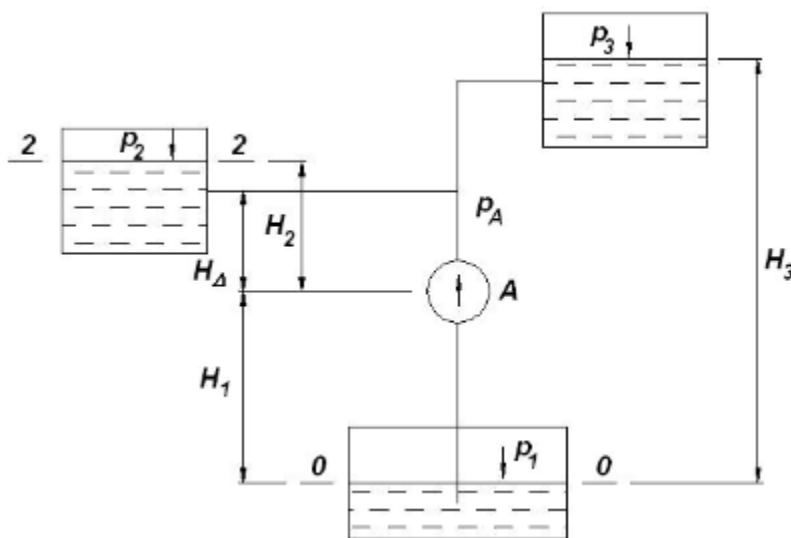
$$Q_p = Q_{cj} \quad (3.36)$$

Други услов везе заснива се на једначини одржавања енергије. У случају задатих вредности притиска p_1, p_2, p_3 , протока Q_1, Q_2, Q_3 и висина H_1, H_2, H_3 и димензија цеви код целокупне мреже, једначина одржања енергије за пресек 0-0 и 2-2 је (слика 3.23):

$$H = \frac{p_1}{\rho} + L_p = \frac{p_2}{\rho} + g(H_1 + H_2) + g(h_1 + h_{1-A} + h_{2-A}) \quad (3.37)$$

где је:

h_1, h_{1-A}, h_{2-A} – губитак енергије у цевима.



Слика 3.23. Веза пумпе и цевног система [4]

Губитак енергије у цевима заснива се на квадратном закону:

$$\sum h = h_1 + h_{1-A} + h_{2-A} = m_1 Q^2 + m_{1-A} Q^2 + m_{1-A} Q^2 \quad (3.38)$$

односно:

$$\sum h = m \cdot Q^2 \quad (3.39)$$

где је:

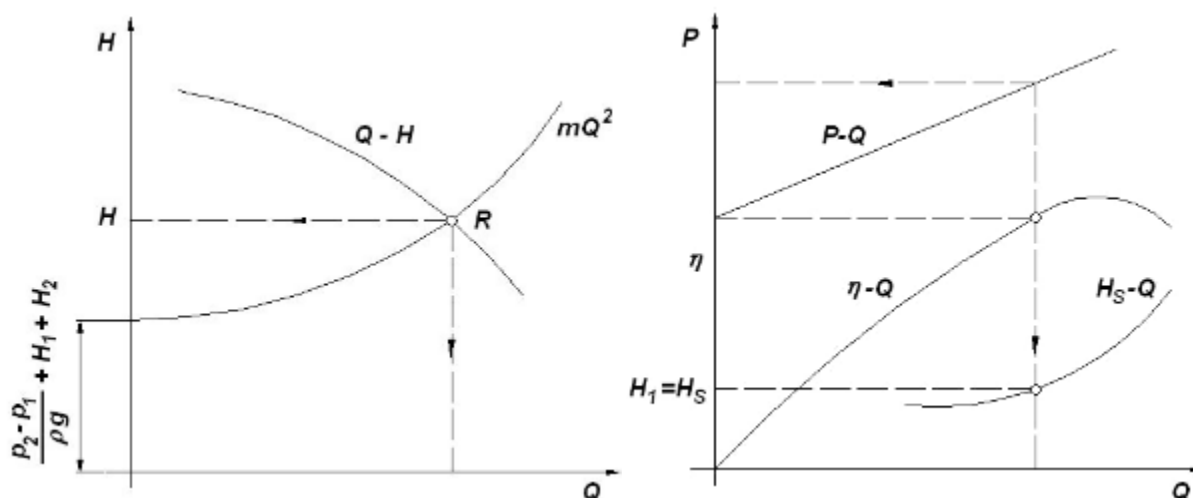
m - укупна карактеристика цевовода.

Дељењем израза (3.37) величином g добија се израз:

$$H = \frac{L_p}{g} = \frac{p_1 + p_2}{\rho g} + (H_1 + H_2) + m \cdot Q^2 \quad (3.40)$$

Када се зада вредност протока Q према изразу (3.37) добија се вредност H . Када се те вредности пренесу на график, а потом споје добија се карактеристика датог система, слика 3.24. Свака пумпа у систему при задатом броју обртаја има своју радну тачку R . ако је познат положај те радне тачке могуће је одредити и остале енергетске карактеристике као што су: $H_s = f(Q)$, $P = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$. У случају да су оба резервоара отворена, тада је $p_1 = p_2 = p_{at}$, а израз (3.37) добија облик:

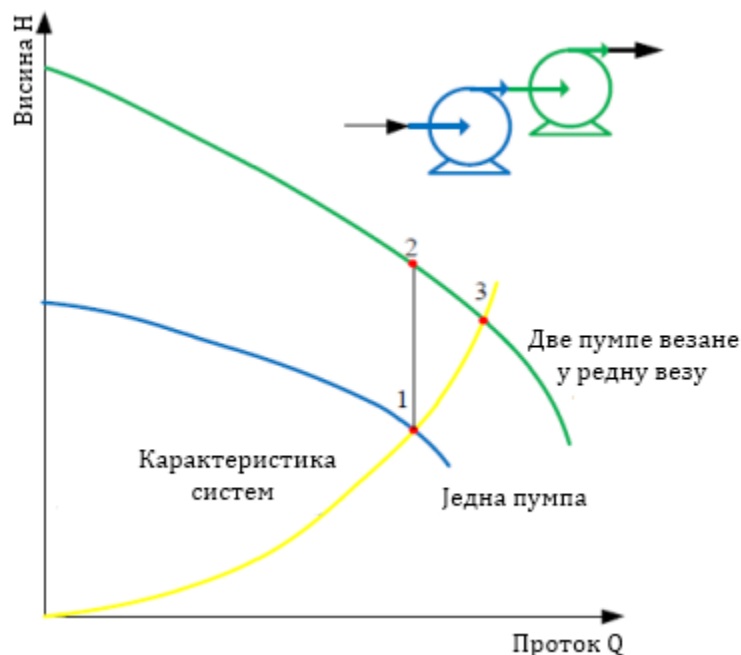
$$H = H_1 + H_2 + m \cdot Q^2 \quad (3.41)$$



Слика 3.24. Дијаграм везе пумпе и цевног система (енергетске карактеристике) [4]

Врло често се врши повезивање пумпи, када се две или више пумпи вежу на ред, њихова резултантна карактеристика представља карактеристику са истим протоком, а са већом висином дизања, слика 3.25. Када је карактеристика система статичког типа проток ће бити сразмеран броју пумпи.

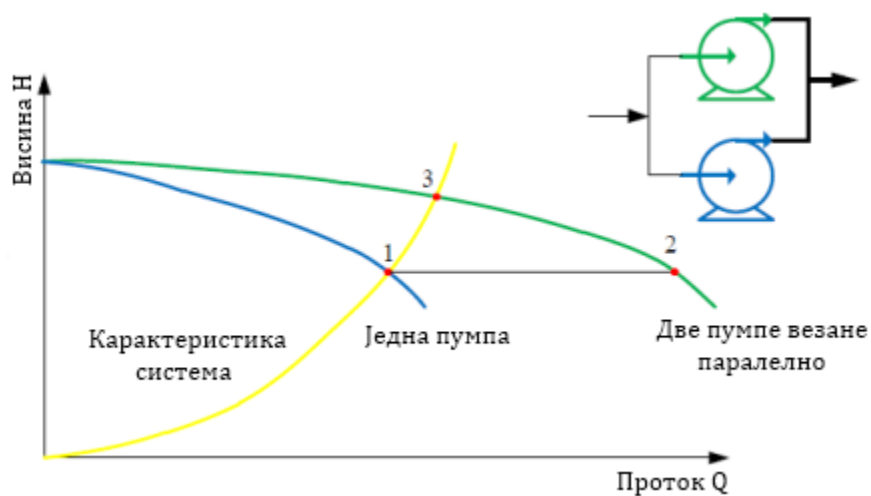
Турбопумпе, центрифугалне, везане на ред користе се савлададе захтеване висине дизања, а које се не могу остварити само једном пумпом. Ово решење се доста ретко користи, док се чешће примењују пумпе са више водених кола на ред, односно вишестепенене пумпе. У поређењу са вишестепеним пумпама, пумпе везане на ред имају већу поузданост и флексибилност у раду.



Слика 3.25. Карактеристике пумпи везаних на ред [9]

У случају да се две или више пумпи веже паралелно њихова резултантна карактеристика представља карактеристику са истом висином дизања али са већим протоком, слика 3.26. За колико ће се проток повећати зависи од карактеристике система. У случају да је карактеристика система статичког типа проток ће бити сразмеран броју пумпи.

Постоји могућност паралелног повезивања пумпи које поседују различите протоке, па се на тај начин може остварити широк опсег протока. Повезивање две пумпе у паралелну везу, такође, повећава поузданост система у раду.



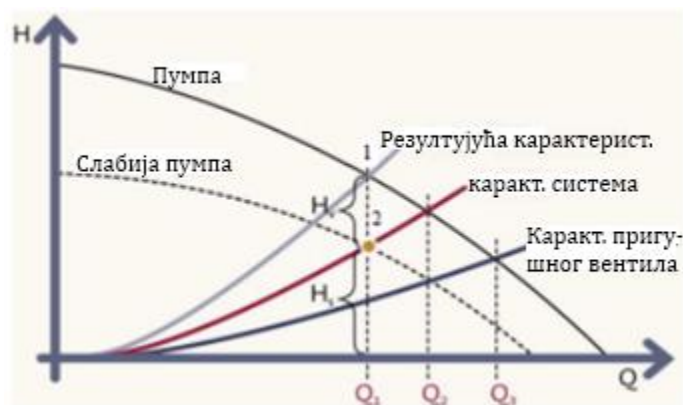
Слика 3.26. Карактеристике пумпе везаних паралелно [9]

Пригушни вентил се поставља на ред са пумпом. Када пумпа ради континуално пригушни вентил се по потреби отвара и затвара, слика 3.27. На овај начин се остварује смањење протока, додавајући додатни отпор и померајући радну тачку на лево, слика 3.28.



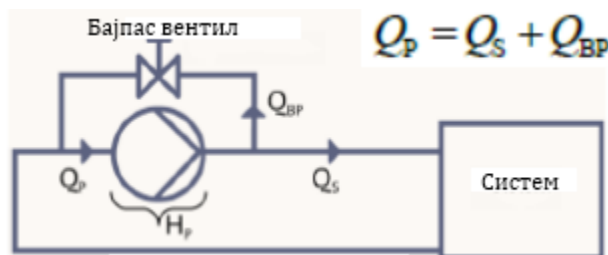
Слика 3.27. Систем са пригушним вентилом [9]

У случају се вентил и пумпа замене мањом пумпом, пумпа ће и тада бити у стању да обезбеди потребан проток Q_1 . Такође, може се обезбедити нижа висина дизања, као и мања потрошња електричне енергије.



Слика 3.28. Подешавање карактеристика систем са пригушним вентилом [9]

У случају постављања вентила паралелно у односу на пумпу, остварује се бајпас контрола, слика 3.29. У овом режиму рада пумпа ради пуним капацитетом. Када је потребно остварити мањи проток, отварањем бајпас вентила део течности се враћа извору. У пракси се често примењују мале бајпас линије чија је намена да заштите пумпу од рада на суво.



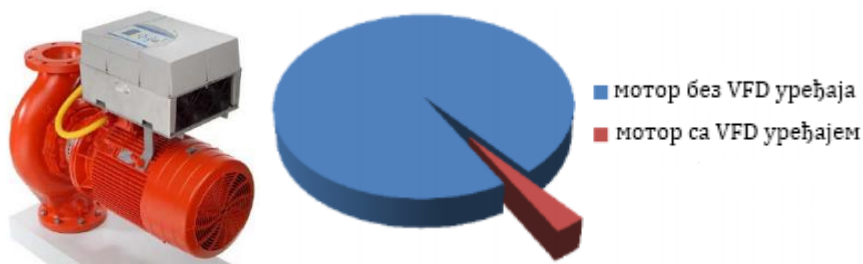
Слика 3.29. Систем са бајпас вентилом [9]

Бајпас вентил служи како би увео максимално ограничење висине дизања система H_{max} . Када је потребно да проток у систему буде једнак нули, тада ће вентил бити затворен и пумпа неће радити. Ово је случај и са применом пригушног вентила. Захтевани проток Q_s може се постићи применом мање пумпе без бајпас вентила, а као резултат добија се мањи проток, као и мања потрошња електричне енергије, слика 3.30.



Слика 3.30. Подешавање карактеристика са бајпас системом [9]

VFD (Variable Frequency Drive) уређаја примењује се за управљање радом пумпи, слика 3.31. Када се примени и *PI* регулатор у комбинацији са одговарајућим сензорима могуће је остварити управљање по притиску, по протоку, температури и др. Поред ових начина управљања могуће је применити и интелигентне системе.

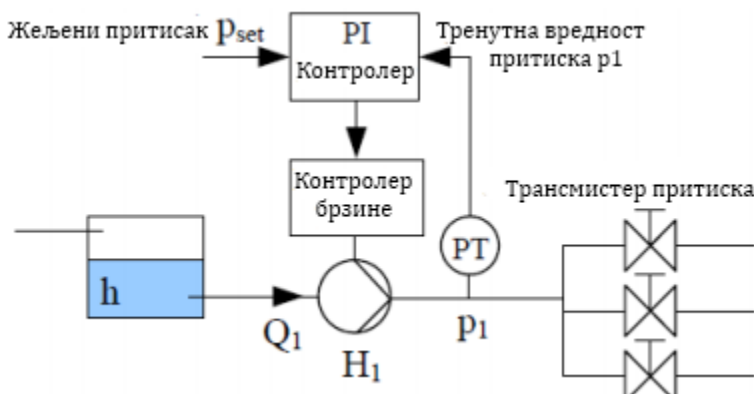


Слика 3.31. Изглед пумпе са интегрисаним VFD уређајем [9]

У доста случајева своје примене, мотори су предимензионисани и раде континуално са парцијалним оптерећењем од 50% или чак мањим [9]. Употребом VFD уређаја може се побољшати енергетска ефикасност смањењем улазног напона односно фреквенције. Применом фреквентних претварача, може се избећи предимензионисање мотора за случајеве великог полазног момента када мотор ради, већи део времена, са малом ефикасношћу и малим фактором снаге.

Када је тренутни притисак у систему већи од подешеног, тада контролер притиска смањује брзину пумпе, а тиме и проток са Q_{max} на Q_1 . Инсталација пумпе обезбеђује да је долазни притисак константан у опсегу од 0 до Q_{max} . Надолазећи притисак је независан од висине h

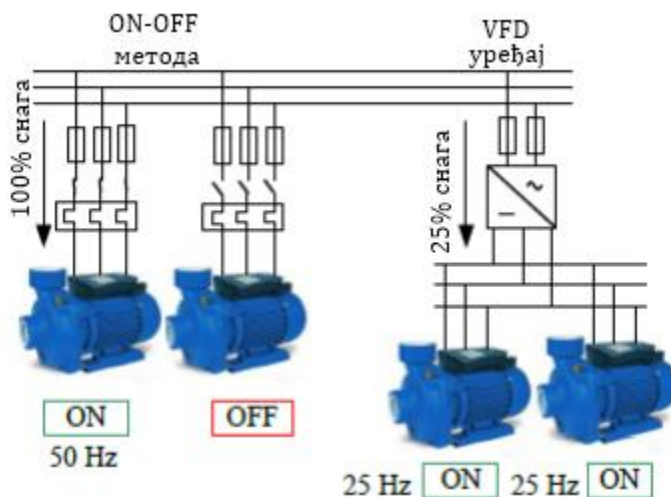
у резервоару. Ако се h промени, PI контролер брзине прилагођава брзину пумпе тако да p_1 увек одговара задатој референци притиска, слика 3.31.



Слика 3.31. Регулације притиска у систему [9]

Више пумпи повезаних паралелно може погонити један VFD , или може главну пумпу да покреће VFD , а остале (помоћне) да се укључују према потреби, логиком коју задаје фреквентни претварач или нека виша логика. Потребно је обезбедити и компатибилност система, тако да код паралелно повезаних пумпи, отказ на једној пумпи неће проузроковати престанак рада целог система. Систем ће наставити са радом, али смањеним капацитетом.

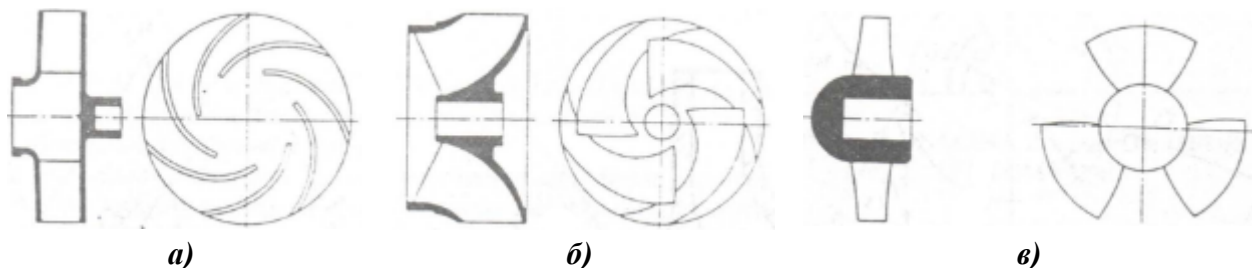
На слици 3.32. приказан је случај када се користи ON/OFF метода и када се користи VFD уређај на две пумпе. У првом случају не постоји велики избор стања, док се две пумпе могу наћи у четири стања: да су обе искључене, односно једна или друга укључена или обе укључене и може се применити само „start-stop“ метода. Употребом VFD на једној или на обе пумпе може да се оствари широк опсег брзина, а самим тим и протока. Такође, може се постићи и фино прилагођавање пумпе потребама система.



Слика 3.32. Управљање пумпама: ON/OFF метода и примена VFD уређаја [9]

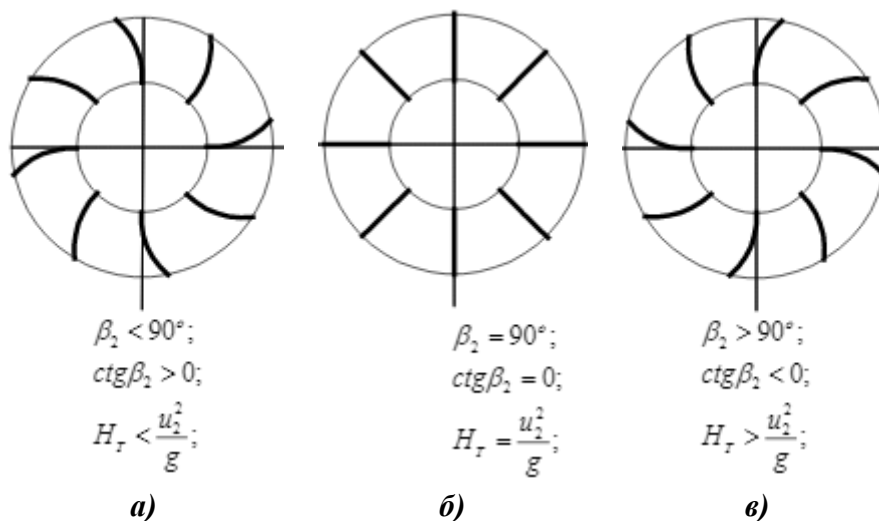
4. Конструкција турбопумпи и њихова примена

Оно што одликује турбопумпе јесте радно коло, које представља систем са више у равни или простору закривљених лопатица. Лопатице су смештене између једног диска или су причвршћена за главчину погонске машине. Радно коло се окреће око своје осе и делује на флуид, тако му преноси енергију добијену од погонске машине. На слици 4.1. приказана су радна кола за центрифугални, дијагонални и аксијални тип турбопумпи.



Слика 4.1. Радна кола турбопумпи: а) Радијално коло, б) дијагонално коло, в) центрифугално коло [3]

Конструкционе изведбе пумпи и радних кола дефинише се према улазу флуида, аксијално $\beta_2 = 90^\circ$, слика 4.2б. постоје и конструкционе изведбе где се флуид приликом улаза у пумпу креће у смеру ротације саме пумпе $\beta_2 < 90^\circ$, слика 4.2а. или у супротом смеру ротације пумпе $\beta_2 > 90^\circ$, слика 4.2в.



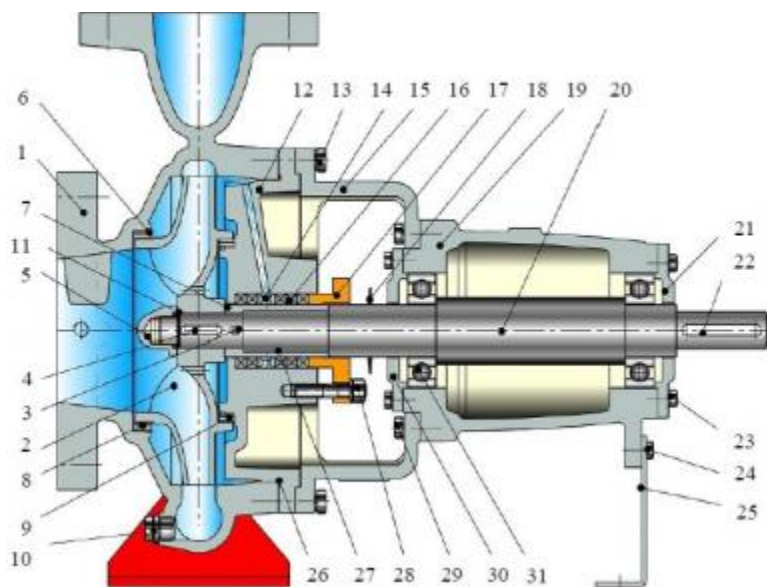
Слика 4.2. Конструкциона извођења радних кола турбопумпи зависно од струјања флуида [3]

Радни флуид улази у пумпу преко улазне гране под притиском, углавном са нивоа који је изнад пумпе. Погођен лопатицама кола флуид мења правац, из аксијалног у радијални. Дејством центрифугалне силе повећава се притисак у флуиду, као и брзина. На излазу из радног кола флуид има правац тангентне у односу на ротационо кретање под константним углом, излази кроз одводну цев је под већим раним притиском и мањим повећањем брзине.

4.1. Конструкциона извођења центрифугалих, радијалних и аксијалних типова турбопумпи

Турбопумпе су најзначајније динамичке пумпе и састоје се од кућишта (статора) у којем је смештено радно коло с лопатицама (ротор). Њихов погон врши се електромотором, мотором СУС, парном турбином и другим погонским машинама.

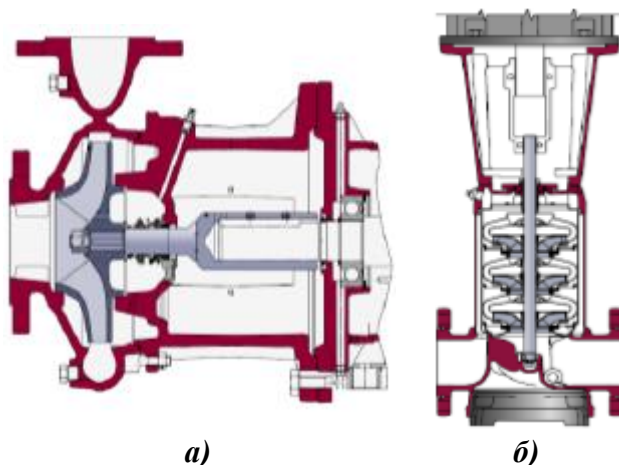
Основни елементи центрифугалних пумпи су радно коло које се преко вијака и дистантних прстенова поставља на вратило. Затим следе лежајеви, спојница, кућиште, усисни и потисни цевовод и др., слика 4.3. Радно коло се може израдити од различитих врста познатих материјала у зависности од радних параметара и врсте пумпе. Тако се нпр. радна кола за чисту воду ниских температура могу се израдити од конструкционог сивог лива. Пумпе високог притиска за напајање парних котлова имају велики број обртаја, транспортују воду високе температуре, па се због тога радна кола тих пумпи израђују од легираних челика. Код напајања парних котлова користе се вишестепене пумпе.



Слика 4.3. Елементи центрифугалне пумпе: 1. кућиште, 2. ротор, 3. клин чауре, 4. клин ротора, 5. аеродинамична навртка, 6. вијак, 7., 8., 9., 11 и 16. заптивка, 10. вијак за испуст течности, 12. поклопац кућишта, 13., 23., и 24 вијци, 14. доводни канал, 15. носач кућишта, 17. притезач заптивке, 18. центрифугални прстен, 19. кућиште лежаја, 20. вратило, 21. задњи поклопац, 22. клин, 25. носач, 26. прстен, 27. чаура, 28. вијак притезача заптивке, 29. испуст уља, 30. предњи поклопац, 31. лежај [10]

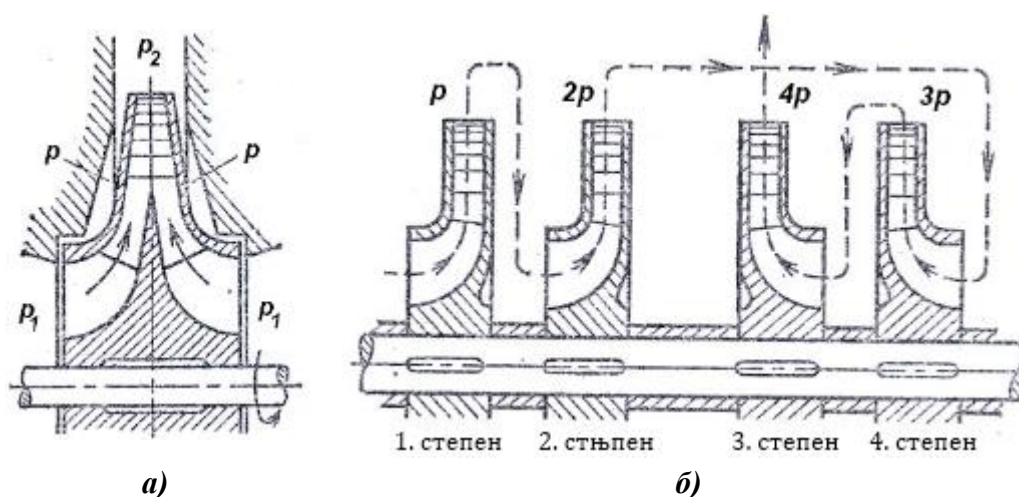
Центрифугалне пумпе се деле према броју степени (нивоа, секција) радног кола на:

- једностепене (слика 4.4а),
- двостепене и
- вишестепене (слика 4.4в).



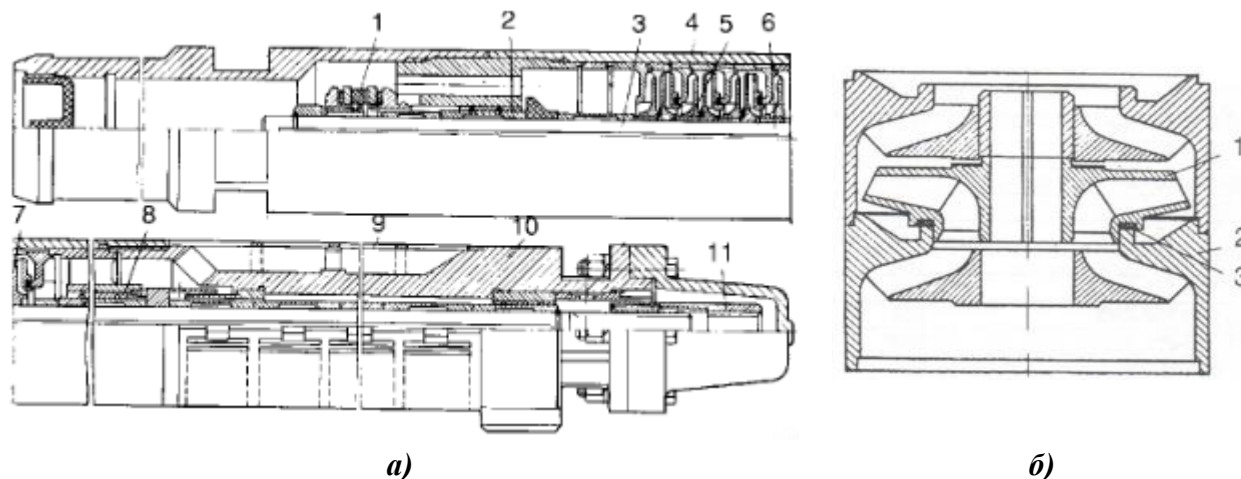
Слика 4.4. центрифугалне пумпе: а) једностепене, б) вишестепене [9]

Радна кола центрифугалних пумпи код којих је проток и напор унапред задати могу се изградити са двострујним улазом течности, слика 4.5. У том случају укупан проток се дели са два, тако да леви и десни улаз флуида буде исти. Код спороходних радних кола струјање течности у целокупном струјном простору је једнако. Код спороходних пумпи улазна ивица лопатица лежи на цилиндричној површини, али је и сама лопатица цилиндричног облика, што је карактеристично за радијална центрифугална радна кола. Код брзоходних радних кола улазне ивице су конструисане тако да се струја тока мења од аксијалног према радијалном правцу. При конструисању радних кола, односно међулопатичних канала мора се водити рачуна о избору углова на улазу и излазу течности, као и хидрауличким губицима. Ово се може решити нумеричким путем једначина кретања уз добро постављене граничне услове. Други начин је одређивање карактеристика струјног простора једном од метода потенцијалног струјања.



Слика 4.5. Шематски приказ центрифугалне пумпе: а) центрифугална пумпа са два улаза, б) центрифугална вишестепена пумпа са два улаза [4]

Центрифугалне пумпе имају широку употребу и користе се у разним системима (осим за мале количине и мале брзине), као и за течности које имају велику вискозност. Примењују се углавном за мале и средње висине добаве, као и за велике протоке, при повећаним брзинама струјања. Један тип вишестепених центрифугалних пумпи користи се за извлачење течности, нпр. нафте, из великих дубина (тзв. дубинске центрифугалне пумпе), слика 4.6.

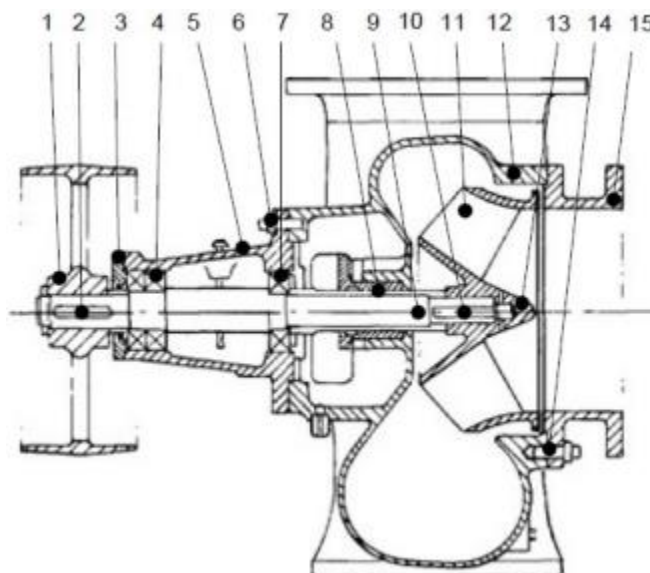


Слика 4.6. Центрифугална пумпа: а) дубинска центрифугална пумпа: 1. хидродинамички лежај, 2. радијални лежај, 3. вратило, 4. кућиште, 5. спроводни апарат, 6. клин, 7. радно коло, 8. усисна корпа, 9. носач, б) елементи дубинске пумпе: 1. радно коло, 2. спроводно коло, 3. заптивач [4]

Дијагоналне турбомашине су по својој конструкцији комбинација радијалних и аксијалних машина. Код ових турбомашина флуид се креће у правцу осе обртања, али и радијално у односу на тај правац. До жељене висине добаве течности долази се захваљујући комбинацији силе подизања и центрифугалне силе. Течност протиче кроз радно коло под углом мањим од 90° . Дијагоналне пумпе се могу конструисати као вишестепене, ако постоји потреба за већом висином испумпавања. Слично као и код аксијалних пумпи, течност може улазити и излазити аксијално из пумпе. Радно коло се може сместити у спирално кућиште, тако да вода из пумпе излази радијално. На слици 4.7. приказан је пресек дијагоналне турбо пумпе са основним елементима.

Дијагоналне пумпе користе се при средњим протоцима и комбинују предности аксијалног протока и радијалних пумпи. Као и код свих врста центрифугалних пумпи, пренос енергије у дијагоналним пумпама се врши искључиво путем протока повезаних процеса.

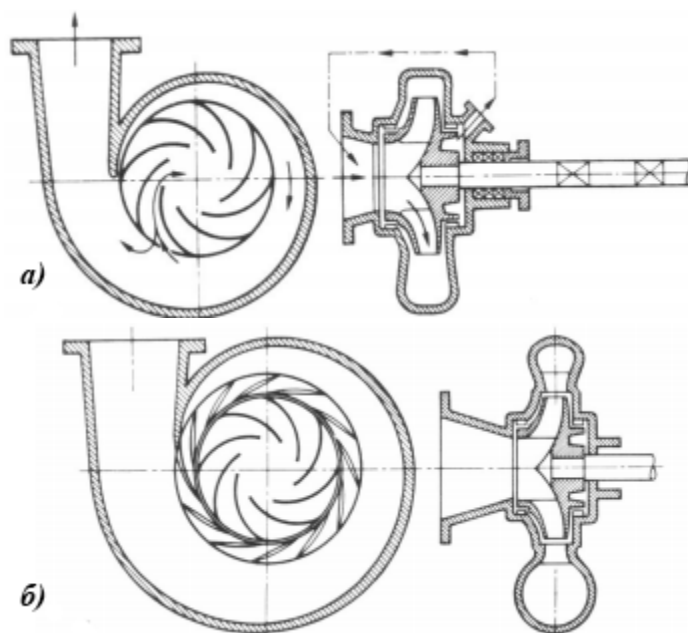
Дијагоналне (полуредијалне или полуаксијалне) пумпе углавном се користе као расхладне пумпе у термоелектранама. Своју примену налазе и као циркулацијске пумпе у уређајима централног грејања, а уграђују се и у постројења за пречишћавање вода.



Слика 4.7. Елементи дијагоналне пумпе: 1. ременица, 2. клин раеменице, 3. задњи поклопац, 4. лежај, 5. вијак, 6. лежај, 7. лежај, 8. заптивка, 9. вратило, 10. клин, 11. ротора, 12. кућиште, 13. аеродинамичка навртка, 14. вијак, 15. усисна прирубница [10]

Конструкција канала кућишта може бити таква да доприноси промени притиска и брзине струјања течности кроз пумпу. У примени су две основне изведбе кућишта:

- а) спирално кућиште (слика 4.8а) и
- б) дифузорско кућиште с уграђеним статорским лопатицама (слика 4.8б).

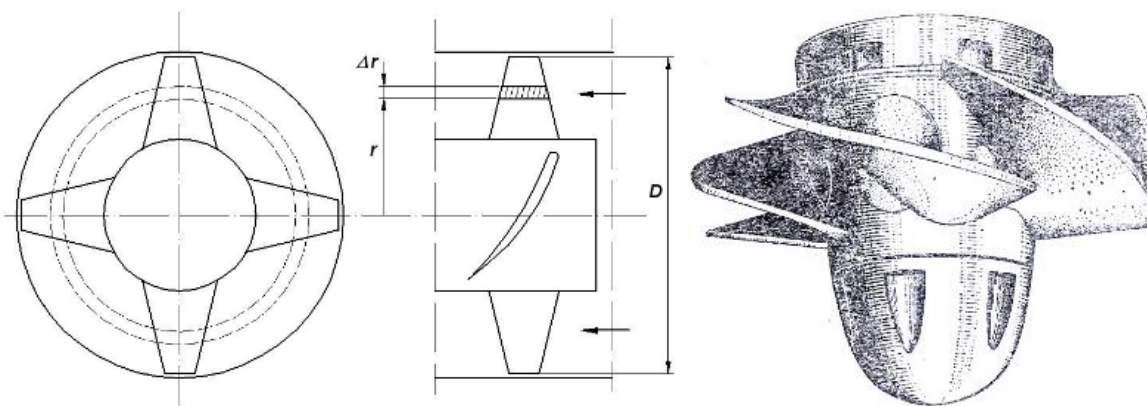


Слика 4.8. Једностепена дијагонална ритра: а) са спиралним кућиштем, б) са дифузорским кућиштем [10]

Код аксијалног типа турбопумпи предаја енергије на ток струје врши се помоћу радног кола које се састоји од конзолних лопатица. Важна карактеристика аксијалних пумпи је да струјање има аксијални смер у меридијалној равни међулопатичних канала, односно да радијална компонента апсолутне брзине има вредност једнаку нули.

Струјање флуида се одвија по цилиндрима чија је оса истовремено и оса окретања радног кола. Због оваквог вида струјања, прираст потисне енергије у међулопатичним каналима се одвија на рачун само трансформације кинетичке енергије.

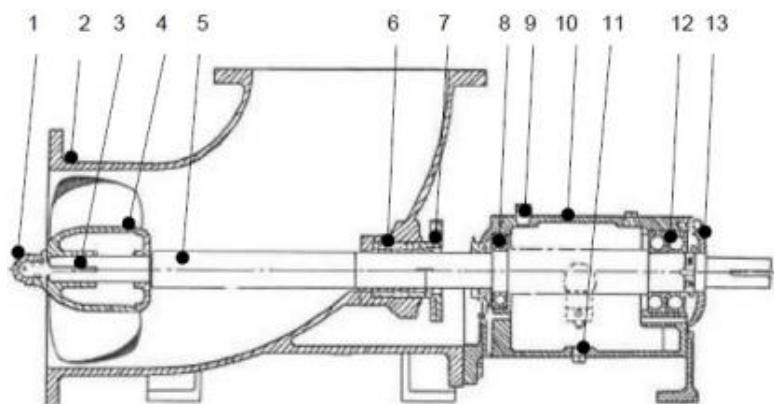
На успоравање струје флуида у међулопатичним каналима немају утицај центрифугалне силе. При анализи рада аксијалних пумпи потребно је познавати теорију „решеткастих профила“. Када се изврши пресек радног кола цилиндричном површином полупречника r , слика 4.9. развијањем те површине добија се права решетка аксијалних машина.



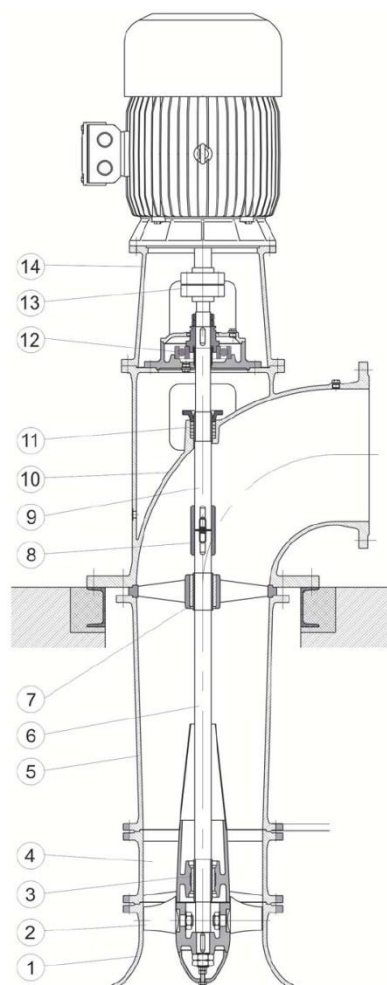
Слика 4.9. Шема четворолопатичне аксијалне турбопумпе [4]

Код аксијалне конструкције пумпе први ред лопатица су статорске, односно усмеривачке лопатице, чија је улога да правилно усмере струјања на лопатице радног кола или ротора. Улога роторских лопатица јесте да предају енергију флуиду. Одмах иза радног кола налази се други ред статорских лопатица или статорска решетка, чија је функција да из флуида који пролази кроз роторску решетку потпуно или само деломично одстрани кинетичку енергију. Заправо, оне претварају кинетичку енергију у притисну. У случају да је то потребно, могу се низати додатни редови лопатица, од којих се сваки састоји од роторске и статорске решетке. На слици 4.10. приказан је пресек хоризонталне аксијале турбопумпе са означеним радним и помоћним елементима.

Према типу кућишта аксијалне пумпе могу бити вертикалне, хоризонталне, тип капсуле и потопне. Пумпе великих димензија најчешће имају аксијално радно коло. Истовремено се радна комора и мотор јединице, иако су у истој равнини, уграђују на различите темеље. У правилу то раде све фекалне пумпе - а то се односи и на вертикалне и хоризонталне модификације. На слици 4.11. приказан је пресек вертикалне аксијалне пумпе.



Слика 4.10. Елементи хоризонталне аксијалне пумпе: 1. аеродинамичка навртка, 2. кућиште пумпе, 3. клин, 4. ротор, 5. вратило, 6. заптивач, 7. затезач заптивке, 8. лежај, 9. улаз уља, 10. кућиште лежаја, 11. испуст уља, 12. лежајеви, 13. задњи поклопац [10]

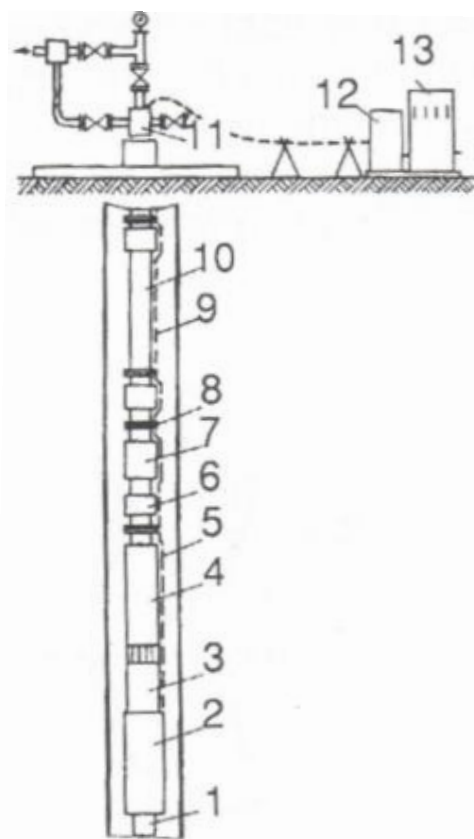


Слика 4.11. Вертикална аксијална пумпа типа SAP: 1. усноно звоно, 2. ротор, 3. доњи лежај, 4. статор, 5. цевни наставак, 6. вратило пумпе, 7. међулежај, 8. спојница, 9. погонско вратило, 10. потисно колело, 11. заптивка вратила, 12. аксијални лежај, 13. еластична спојница, 14. латерна мотора [11]

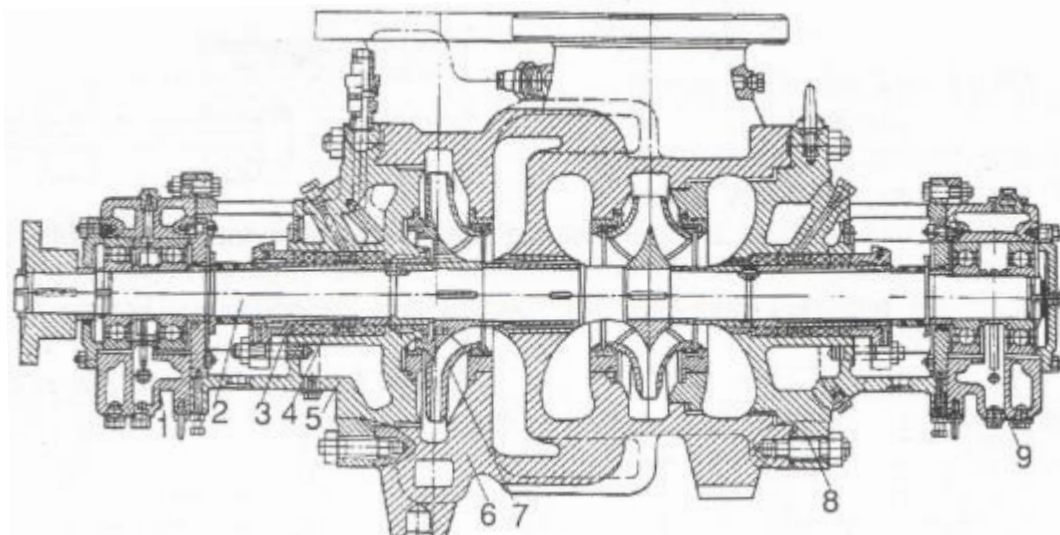
4.2. Примена турбопумпи у индустрији

Центрифугалне турбопумпе имају веома широко подручје примене. Своју примену налазе у водопривреди, водоснабдевању, енергетским постројењима, рударству, грађевинској, хемијској и процесној индустрији и др. Ове пумпе користе се и као бродске пумпе за различите намене, циркулационе пумпе у расхладним уређајима, другим уређајима централног грејања, итд. Ове пумпе своју примену нашле су за транспорт готово свих врста течности. Имају капацитет $6 \div 40000 \text{ m}^3/\text{h}$, висину испумпавања $1 \div 2000 \text{ m}$ и број обртаја радног кола $960 \div 3000 \text{ o/min}$, па и до 30000 o/min . Обично се конструишу као једностепене, па све до дванаестостепених а могу бити чак и двадесетпетостепене.

Своју примену центрифугалне пумпе нашле су и у нафтној индустрији, тачније у експлоатацији, припреми за транспорт и транспорту нафте. Користе се пумпе протока $300 \div 720 \text{ m}^3/\text{h}$, висине испумпавања $1600 \div 2200 \text{ m}$ и снаге 4 MW . На слици 4.12. шематски је приказано постројење са дубинском центрифугалном пумпом а на слици 4.13. приказан је пресек центрифугалне пумпе са двостраним усисом за транспорт нафте.

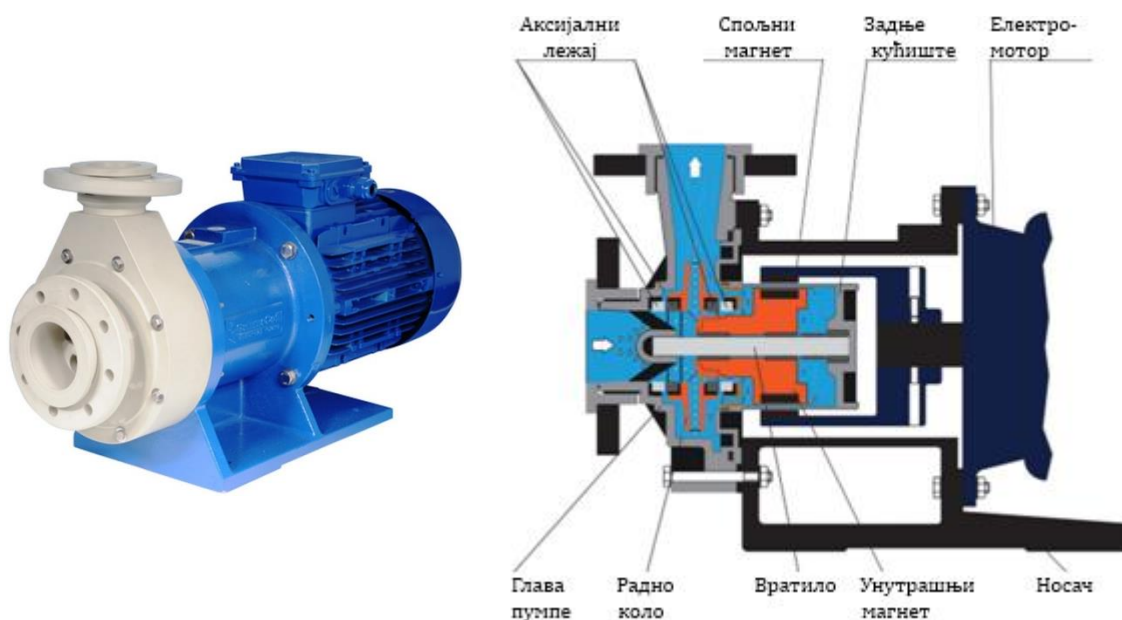


Слика 4.12. Постојење са дубинском центрифугалном пумпом: 1. комбезатор, 2. електро-мотор, 3. заштитник, 4. пумпа, 5. и 9. напојни кабл, 6. и 7. вентили, 8. прирубница, 10. потисни цевовод, 11. опрема уста бушотине, 12. командни пулт, 13. трансформатор [3]



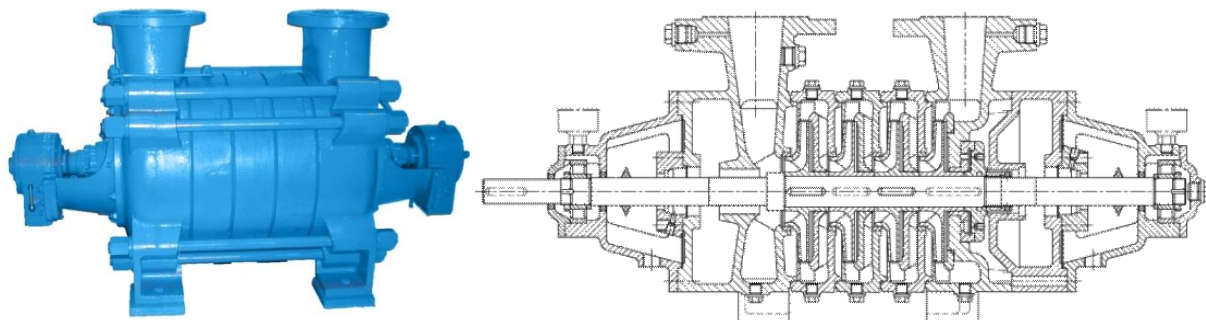
Слика 4.13. Центрифугална пумпа са двостраним усисом за транспорт нафте: 1. ослонци, вратила, 2. вратило, 3. потисна чаура, 4. заптивачи, 5. потисни поклопац, 6. кућиште, 7. радно коло, 8. усисни поклопац, 9. ослонац вратила [3]

Пумпе са магнетним квачилом, слика 4.14. намењене су за пумпање корозивних, експлозивних и запаљивих течности и других хемикалија, које могу бити опасне по људе и околину. Овај тип центрифугалне пумпе је веома поуздан и не захтева веома висок ниво одржавања захваљујући једноставној конструкцији. У нормалним условима рада овај тип пумпи може радити без поправке дужи временски период. Један од захтева је да течност која се транспортује мора бити чиста и без чврстих супстанци.



Слика 4.14. Пумпе са магнетним квачилом за пумпање корозивних, експлозивних, запаљивих течности и других хемикалија [12]

Вишестепене центрифугалне пумпе намењене су за транспорт чисте и у мањем степену задржане воде, као и хладних уља, текућих горива и сл. Своју примену налазе у јавним и индустријским водоводима, производњи дестиловане воде, ватрогасним станицама и сл. Ове пумпе могу транспортовати медије до 105°C , а могућа је изведба пумпи за транспорт медија до температуре до 130°C . На слици 4.15. приказана је вишестепена центрифугална пумпа намењена за транспорт воде.



Слика 4.15. Вишестепенa центрифугална пумпа су за транспорт воде: $Q = 1 \div 200 \text{ l/s}$, $H = 23 \div 50 \text{ m}$, $p = 64 \text{ bar}$, $t = 10 \div 120^{\circ}\text{C}$, $n_{\text{max}} = 2900 \text{ o/min}$ [13]

Дијагоналне пумпе своју примену углавном налазе као расхладне пумпе у постројења за прочишћавање воде термоелектранама, као циркулационе пумпе у уређајима централног грађа и др. Имају капацитет од $25 \div 40000 \text{ m}^3/\text{h}$, висину испумпавања $5 \div 40 \text{ m}$ и број обртаја радног кола $300 \div 3000 \text{ o/min}$.

Високи притисци пражњења често захтевају употребу вишестепених пумпних јединица, што намеће додатне захтеве за дизајн пумпе. Разни притисци и силе створене у вишестепеној јединици морају се уравнотежити, чинећи осовину и конструкцију лежајева критичнијим него у једностепеним јединицама. На слици 4.16. приказана је хоризонтална дводелна дијагонална пумпа, произвођача Pentair, модел Aurora 431B, чији проток износи $91 \text{ m}^3/\text{h}$, а радни притисак 30 bar .



Слика 4.16. Хоризонтална дводелна дијагонална пумпа Pentair Aurora 431B:
 $Q=91 \text{ m}^3/\text{h}$, $p=30 \text{ bar}$ [14]

Аксијалне пумпе служе за остваривање великих протока, уз малу висину испумпавања. Користе се у водопривредним постројењима за одводњавање и наводњавање, у постројењима за водоснабдевање пијаћом водом. Своју примену налазе и као пумпе за одводњавање рудника, као расхладне пумпе у енергетским постројењима и сл. Имају капаците до $40000 \text{ m}^3/\text{h}$, уз висину испумпавања $1,5 \div 10 \text{ m}$ и број обртаја радног кола $160 \div 3000 \text{ o/min}$.

Аксијалне пумпе примену налазе и тамо где велико радно коло није потребно, али где се очекује значајан проток воде. Углавном је то у системима водоснабдевања, инсталацијама за наводњавање и сл. Користе се и у канализацијским и одводним системима, постројењима за пречишћавање отпадних вода. Вертикалне аксијалне пумпе примењују се у нуклеарним и термалним станицама, у пољопривреди, као и за пумпање морске воде.

На слици 4.17. приказана је аксијална пумпа произвођача HZW. У питању је једноступена, једноусисна турбопума намењена хемијским процесима где су потребне велике брзине испоруке и мали протоци. Посебно су погодне за процес транспорта хемијски агресивних материјала, у металуршкој индустрији, индустрији фосфорних ђубрива и др. Одликују је следеће карактеристике:

- проток: $11000 \text{ m}^3/\text{h}$,
- висина испумпавања: до 11 m ,
- радни пририсак: 6 bar ,
- радна температура : $-20 \div 180^\circ\text{C}$.



Слика 4.16. Једноступена аксијална пумпа произвођача HZW [15]

5. Закључак

Може се рећи да не постоји универзални тип турбопумпе који ће ефикасно искористити енергију протока, тако да се за сваки конкретан случај потребан посебан тип пумпе, односно конструкције кућишта и радног кола. Током времена су развој, истраживања и практична примена хидрауличних турбина довели до закључка да је немогуће са једним типом пумпе и радног кола остварити квалитетну размену енергије. Тако су развила три основна типа турбопумпи: радијалне (центрифугалне), радијално-осне (дијагоналне) и осне (аксијалне).

За време експлоатације турбопумпе, на самој пумпи се могу појавити одређене нежељене појаве. Појава која је анализирана у раду, а која може довести до оштећења пумпе јесте кавитација. Кавитација је појава када у некој тачки система пумпе, кроз који струји течност, минимални апсолутни притисак падне на вредност притиска испаравања течности, па у тој тачки почиње испаравање и стварају се мехурићи паре.

Поред електромотора, турбопумпе су данас најчешће употребљаване машине за пренос снаге. Примењују су у различитим технолошким конструкцијама, углавном у фабрикама и другим индустријским постројењима, али и у великом броју домаћинстава. У рударству се користе турбопумпе за црпљење воде из рудника, док се пољопривреди оне углавном користе за наводњавање.

Центрифугалне пумпе имају најшире подручје примене. Овај тип пумпи користи се за транспорт свих врста флуида, а њихова примена присутна је у водоснабдевању, енергетским и хемијским постројењима, расхладним системима и системима централног грејања и другим системима. Због све већих потреба у индустрији, како би се висина испумпавања повећала развијене су вишестепенасте пумпе.

Будући развој турбопумпи свакако неће бити потцењен из разлога све већих потреба индустрије која користи ову технологију. Један од разлога је и тај што се овај тип пумпи користи, како за мале протоке и велике напоре, тако и за велике проток при широком дијапазону напора. Њихова предност у односу на друге типове пумпи што су мањих димензија. Погодне су за процес транспорта хемијски агресивних течности и других хемикалија, али и у случајевима где су потребне велике брзине испоруке и мали протоци.

Литература:

- [1] Бабић М., Стојковић С. Основе турбомашина – принципи дејства и математичког моделирања, Београд, 1990.
- [2] J.F. Gulich. Centrifugal Pumps, 2ed. Springer, 2010.
- [3] Пумпе, Дефиниција и класификација: <https://docplayer.gr/54744363-Definicija-i-klasifikacija.html>, приступљено 27.6.2020.
- [4] Основне карактеристике машина за транспорт течности и гасова, Пумпе, вентилатори и компресори, интернет издање:
<https://viewer.pdfrock.com/view.php?hash=17d04758febef3b26ad7cbee7bfc97a&title=%5BPDF%5D+Pumpe%2C+Ventilatori+i+Kompresori+-+Za+Predavanje+Moje&source=dl>, приступљено 4.7.2020.
- [5] Стаменковић Ж., Примењена механика флуида, предавање VIII, преузето са:
<https://www.znrfak.ni.ac.rs/SERBIAN/010-STUDIJE/OAS-4-1/III%20GODINA/PREDMETI/ZNR-305-PRIMENJENA%20MEHANIKA%20FLUIDA/PREDAVANJA/2019-20/Mehanika%20fluida%20P8.pdf>, приступљено 11.7.2020.
- [6] Пумпе, динамичке пумпе:
https://zoranpericsplit.weebly.com/uploads/1/2/4/9/12491619/02_pumpe-dio2.ppt, приступљено 12.7.2020.
- [7] S. L. Dixon. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 6ed. Butterworth-Heinemann, 2010.
- [8] Britannica, Cavitation: <https://www.britannica.com/science/cavitation>, приступљено 1.8.2020.
- [9] Интернет презентација, Оптимизација процеса - Погони са пумпом, преузето са:
http://www.pogoni.etf.rs/EEF_Pogoni/08%20Pumpe.pdf, приступљено 11.8.2020.
- [10] Интернет презентација, Пумпе – Типови пумпи, преузето са:
https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Croatia/Pumps.pdf, приступљено 18.8.2020.
- [11] Вертикалне аксијалне пумпе типа SAP, Пумпе типа SAP, преузето са:
<https://dokumen.tips/documents/vertikalne-aksijalne-pumpe-tipa-sap.html>, приступљено 20.8.2020.
- [12] Agro Partner, Mag-drive centrifugalna pumpa: <https://agropartner.co.rs/proizvod/mag-drive-centrifugalna-pumpa/>, приступљено 21.8.2020.

- [13]Croatia Pumpe Nova, KV/VS visokotlačne višestepene centrifugalne pumpe: <https://www.croatia-pumpe.com/hr/proizvodi/brodske-pumpe/kv-vs-high-pressure-ring-suction-centrifugal-pump.html>, приступљено 22.8.2020.
- [14]BBC Pump and Equipment, Pentair Aurora, 431B Horizontal Two-Stage Diagonally-Split Pump: <https://www.bbcump.com/product/431b-horizontal-two-stage-diagonally-split-pump/#technical-data>, приступљено 23.8.2020.
- [15] Made in China, Horizontal Axial Flow Pump (HZW): <https://alkalipump.en.made-in-china.com/product/lqnxauMHHNWB/China-Horizontal-Axial-Flow-Pump-HZW-.html>, приступљено 23.8.2020.