

1. ОПШТИ ПОИМИ ЗА ТУРБОПУМПИТЕ	1
1.1 ДЕФИНИЦИЈА	1
1.2 ПОДЕЛБА, ОСНОВНИ ШЕМИ И ПРИНЦИП НА РАБОТА	1
1.3 ИСТОРИСКИ РАЗВОЈ НА ПУМПИТЕ	7
2. ТЕОРЕТСКИ ОСНОВИ	1
2.1 КАРАКТЕРИСТИКИ НА СТРУЕЊЕТО НИЗ ТУРБОПУМПИТЕ	1
2.2 ЕНЕРГИЈА НА СТРУЕЊЕ НА ТЕЧНОСТА – ДЕФИНИЦИЈА	1
2.3 ПРОЦЕС НА РАЗМЕНА НА ЕНЕРГИЈАТА ВО ТУРБОПУМПИТЕ	2
2.4 ОСНОВНИ ЗАКОНИ И РАВЕНКИ ОД МЕХАНИКА НА ФЛУИДИТЕ	3
2.4.1 Општи претпоставки	3
2.4.2 Равенка на континуитетот	3
2.4.3 Ојлерова равенка на движењето	6
2.4.4 Енергетска равенка	7
2.5 ЕДИНЕЧНА РАБОТА НА ФЛУИДНАТА СТРУЈА	8
2.6 КИНЕМАТИКА НА СТРУЕЊЕТО ВО РАБОТНОТО КОЛО НА ТУРБОПУМПАТА	9
2.6.1 Општо за кинематиката на струењето	9
2.6.2 Кинематика на рамнинско струење во работното коло на турбопумпата	11
2.6.3 Кинематика на просторното струење во работното коло	14
2.7 ОЈЛЕРОВА РАВЕНКА ЗА ТУРБОПУМПИ	15
2.7.1 Изведување со помош на законот за моментот на количество движење	15
2.7.2 Изведување со помош на енергетската равенка	19
2.8 ВЛИЈАНИЕ НА КОНЕЧНИОТ БРОЈ НА ЛОПАТКИ НА РАБОТНОТО КОЛО НА НАПОРОТ НА ПУМПАТА	21
2.9 ИДЕАЛИЗИРАН МОДЕЛ НА СТРУЕЊЕ ВО РЕАЛНИ УСЛОВИ	24
3. СТРУЈНИ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО ВО ТУРБОПУМПИТЕ	1
3.1 ТИПИЧНИ ШЕМИ НА ИЗВЕДУВАЊЕ НА РАБОТНОТО КОЛО	1
3.2. ПРЕСМЕТКА НА СТРУЈНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО НА ЦЕНТРИФУГАЛНАТА ПУМПА	4
3.2.1 Апсолутно и релативно струење на течност во работното коло	4
3.2.2. Струјни параметри на влезот и излезот од работното коло	5
3.3 ПРЕСМЕТКА НА СТРУЈНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО КАЈ АКСИЈАЛНИТЕ ПУМПИ	10
3.4 ЗАВИСНОСТ НА СТРУЈНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА КОЛОТО ОД РЕЖИМОТ НА РАБОТА НА ТУРБОПУМПАТА	12
4. ОСНОВНИ РАБОТНИ ПАРАМЕТРИ НА ПУМПА	1
4.1. ОПШТО ЗА ПУМПНАТА ПОСТРОЈКА	1
4.2. ПАРАМЕТРИ НА РАБОТЕН РЕЖИМ	5

5. РАБОТНИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ПУМПИТЕ	1
5.1 ТЕОРЕТСКИ РАБОТНИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ	1
5.1.1 Карактеристика на отпор	1
5.1.2 Карактеристика на моќност	4
5.1.3 Карактеристика на степенот на полезно дејство	6
5.1.4 Избор на големината на аголот на лопатките на излез	7
5.2 РАБОТНИ КАРАКТЕРИТИКИ НА АКСИЈАЛНА ПУМПА	11
5.2.1 Методологија на профилирање на работните лопатки	11
5.2.2 Основна равенка за пресметување на теоретскиот отпор на колото	12
5.2.3 Моделски работни карактеристики на аксијалната пумпа	14
6. ЕКСПЛОАТАЦИОНИ СВОЈСТВА НА ТУРБОПУМПИТЕ	1
6.1 ЗАКОНИ ЗА СЛИЧНОСТ И ЗАКОНИ ЗА ПРОПОРЦИОНАЛНОСТ	1
6.2 ПРЕСМЕТУВАЊЕ НА РАБОТНИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ТУРБОПУМПИТЕ ПРИ ДРУГА БРЗИНА НА ВРТЕЊЕ	4
6.3 УНИВЕРЗАЛНА КАРАКТЕРИСТИКА	7
6.3.1 Универзална карактеристика на центрифугална пумпа	7
6.3.2 Универзална карактеристика на осна пумпа	8
6.4 СПЕЦИФИЧЕН БРОЈ НА ВРТЕЊА И ТИПИЗАЦИЈА НА ПУМПИТЕ	8
6.5 КАВИТАЦИСКИ СВОЈСТВА НА ПУМПИТЕ	12
6.5.1 Опис на појавите	12
6.5.2 Всисна висина на пумпата	12
6.5.3 Кавитациска карактеристка и кавитациска резерва	15
6.5.4 Кавитациски критериуми и мерки за ограничување на кавитацијата на дозволен параметар	16
6.5.4.1 Практично одредување на NPSH на пумпата и системот	19
6.5.4.2 Одредување на NPSH дозволена висина на всисот на пумпата	20
7. РАБОТНИ РЕЖИМИ НА ПОЕДИНЕЧНИ ПУМПИ ВО ПУМПНА ПОСТРОЈКА	1
7.1. ОДРЕДУВАЊЕ НА РЕЖИМИТЕ НА РАБОТА НА ПУМПАТА	
- РАБОТНА ТОЧКА	
7.1.1. Работна точка при различни висини на потисок	1
7.1.2. Работна точка на пумпа во постројка со прост цевовод	3
7.1.3. Работна точка на пумпата во постројка со разгранет цевовод	5
7.1.3.1 Разгранет потисен цевовод со занемарливи загуби во заедничката делница од постројката	6
7.1.3.2 Разгранет потисен цевовод со занемарливи загуби во заедничката делница	8
7.2. НЕСТАБИЛЕН РЕЖИМ НА РАБОТА НА ПУМПАТА	10

8. РАБОТНИ РЕЖИМИ НА ПУМПНА ВО ПОСТРОЈКА СО ПОВЕЌЕ ПУМПИ	1
8.1. ПАРАЛЕЛНА ВРСКА НА ПУМПИ	1
8.1.1. Паралелна работа на пумпи кои се наоѓаат на мали растојанија	1
8.1.2. Паралелна работа на пумпи на значително меѓусебно растојание	3
8.2. СЕРИСКО ПОВРЗУВАЊЕ НА ПУМПИ	5
9. РЕГУЛИРАЊЕ НА ПУМПИ	1
9.1. ПРИНЦИПИ И ВИДОВИ НА РЕГУЛИРАЊА	1
9.2. РЕГУЛИРАЊЕ НА КАРАРИСТИКИТЕ НА ПУМПНАТА ПОСТРОЈКА	1
9.2.1. Регулационен вентил на потисниот цевковод	2
9.2.2. Обиколен вод	
9.3. РЕГУЛИРАЊЕ СО ПРОМЕНА НА КАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ПУМПАТА	4
9.3.1. Промена на брзината на вртежите на пумпата	4
9.3.2. Задвижување на лопатките на работното коло и предколо	5
9.3.3. Подесување на работното коло	6
9.4. ДИСКОНТИНУАЛНО РЕГУЛИРАЊЕ	8
9.4.1. Област на примена	8
9.4.2. Постројка со една пумпа	8
9.4.3. Паралелна врска кај сложените пумпи	9
9.5. ПРЕОДНИ РАБОТНИ РЕЖИМИ	
ПОЛНА РАБОТНА КАРАКТЕРИСТИКА НА ПУМПТЕ	11
9.5.1. Опис на појавите	11
9.5.2. Полна работна карактеристика на пумпата	11
10. ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ	1
10.1. ПОДЕЛБА	1
10.2. ПРЕСМЕТКА НА ОСНОВНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО	4
10.2.1. Избор на брзината на вртење на пумпата	4
10.2.2. Избор на тип на пумпа	5
10.2.3. Хидраулични пресметки на основните параметри на работното коло	
10.2.3.1. Методолошки пристап	6
10.2.3.2. Пресметка на параметрите на колото на влез	8
10.2.3.3. Пресметка на параметрите на колото на излез	13
10.2.3.4. Предлог алгоритам за хидраулична пресметка на параметрите на работното коло на центрифугална пумпа	16
10.3. ПРОФИЛИРАЊЕ НА МЕРИДИЈАНСКИОТ ПРЕСЕК НА РАБОТНОТО КОЛО	23
10.3.1. Профилирање на цилиндрични лопатки и кола по метода “точка по точка“	25
10.3.2. Профилирање на цилиндрични лопатки со еден кружен лак	27
10.3.3. Профилирање на просторно закривени (витоперни) лопатки	28
10.3.4. Предлог алгоритам за пресметување и конструкција на меридијански пресек на работното коло и профилот на лопатките на колото	34

10.3.5. Пресметка на параметрите на работното коло со методот на експериментален бездимензионален коефициент	47
10.3.6. Пресметка на параметарот на колото врз основа на коефициентот на брзината	49
10.4. ПРЕСМЕТКА НА ЕЛЕМЕНТАРНИОТ ПРОТОЧЕН ТРАКТ НА ПУМПАТА ПРЕД И ПОЗАДИ РАБОТНОТО КОЛО	51
10.4.1. Елементи на проточниот тракт на пумпата пред работното коло	51
10.4.2. Елементи на проточниот канал на пумпата позади работното коло	52
10.4.2.1. Пресметка на спирален дифузор	54
10.4.2.2. Пресметка на конусен дифузор	61
10.4.2.3. Дифузор со лопатки	62
10.5 СИЛИ КОИ ДЕЛУВААТ НА РОТОРОТ НА ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА	64
10.5.1. Видови сила	64
10.5.2. Општо за аксијалната (осна) сила	64
10.5.3. Пресметка на аксијалната сила	66
10.5.4. Урамнотежување на аксијалната сила	69
10.5.5 Радијална сила	75
10.6 ЗАПТИВАЧИ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ	78
10.6.1 Заобиколно струење низ процепи	78
10.6.2. Заптивачи со меки полнења	79
10.6.2.1. Заптивки за неутрални течности и чиста вода до 80°C	81
10.6.3. Механички заптивки	83
11. АКСИЈАЛНИ ПУМПИ	1
11.1 ОПИС И ПОДЕЛБА	1
11.2 ОПШТА КАРАКТЕРИСТИКА НА СТРУЕЊЕТО НИЗ АКСИЈАЛНОТО КОЛО	2
11.3 ПРАВА РЕШЕТКА НА ПРОФИЛОТ НА РАБОТНИТЕ ЛОПАТКИ НА АКСИЈАЛНА ПУМПА	3
11.4 ПРЕСМЕТКА НА ОСНОВНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО	7
11.5 ПРЕСМЕТКА НА ЗАДКОЛОТО ПО МЕТОД НА УЗГОНСКИ СИЛИ	13

1. ОПШТИ ПОИМИ ЗА ТУРБОПУМПИТЕ

1.1 ДЕФИНИЦИЈА

Под пумпа се подразбира енергетска машина или уред во кој се врши размена на енергија меѓу работниот флуид кој струи низ пумпата и подвижните делови на пумпата, при што се зголемува механичката енергија на струење на флуидот од влезот во пумпата спрема излезот на пумпата. Според принципот на работа пумпите се делат на: **турбопумпи (лопатични), волуменски (клипни) пумпи и струјни пумпи.**

Принципот на работа на турбопумпите се базира на взаемното дејство помеѓу лопатките од работното коло и струјниците на работниот флуид. Работното коло врши ротационо движење со одредена аголна брзина, при што ја предава енергијата на флуидот и континуирано го потиснува од влезот према излезот на пумпата.

Волуменските пумпи работат на принцип на периодично струење на флуидот низ пумпата, кое се остварува со помош на клип кој се движи праволиниски час во една час во друга насока.

Принципот на работа на струјните пумпи се базира на користење на кинетичката енергија на друг флуид кој служи за транспорт на работниот флуид.

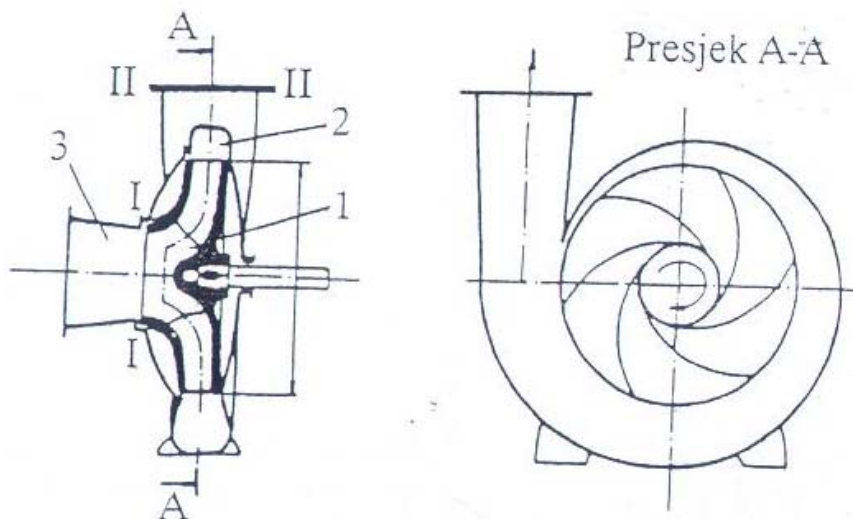
Во понатамошното излагање повеќе ќе зборуваме за турбопумпите.

1.2 ПОДЕЛБА, ОСНОВНИ ШЕМИ И ПРИНЦИП НА РАБОТА

Турбопумпите се користат за транспорт на различни течности како што се вода, масло, нафта, овошни сокови, хемиски течности како и цврсти материи помешани со течност.

Основната поделба на турбопумпите се врши врз основа на насоката на струење на работниот флуид во работното коло, па според тоа се делата на: **центруфугални, дијагонални и аксијални пумпи.**

На слика 1.1 е прикажана една шема на центрифугална пумпа. Основен работен елемент е работното коло 1. Работното коло се состои од заден (внатрешен) и преден (надворешен) венец. Ако работното коло нема преден венец тогаш работното коло е отворено. Помеѓу двата венци се наоѓа низа од лопатки. Лопатките и венците образуваат меѓулопатични канали низ кои струи работниот флуид. Меѓулопатичните канали се осносиметрично распоредени. Работното коло е поставено на вратило кое со помош на спојница е поврзано со погонски мотор. Работното коло е сместено во куќиште 2, кое во овој случај има облик на спирала. Излезниот дел од спиралата се наставува во излезен дифузор 4 со кој пумпата се поврзува со потисниот (одводниот) цевковод. На другата страна на спиралното куќиште се поставува всисен поклопец 3, со чија помош течноста се доведува од всисниот резервоар преку всисниот цевковод до работното коло на пумпата.

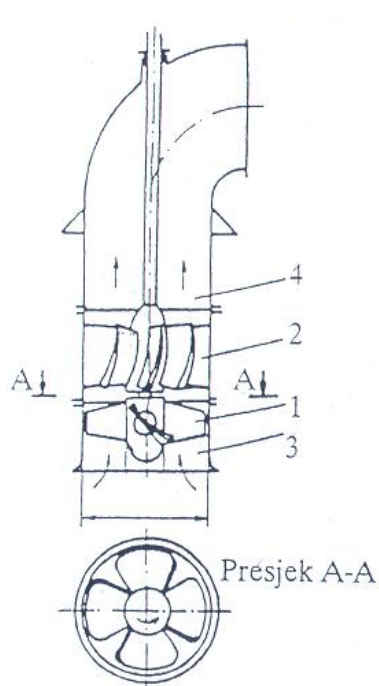


Слика 1.1- Шема на центрифугална пумпа

При вртење на работното коло на пумпата помеѓу лопатките на работното коло и работниот флуид доаѓа до нивно взаемно дејство. Работниот флуид, под дејство на лопатките од работното коло, од него ја прима механичката енергија и се поместува под дејство на центрифугалната сила од влезот кон излезот, бидејќи му се зголемува струјната енергија – притисна и кинетичка. Во областа на работното коло дел од работната течност се движи по осните ротациони површини од оската на работното коло кон периферијата. По излевањето на работната течност од работното коло таа влегува во спиралата која има за задача да ја собере целата работна течност која излегува од работното коло и да ја насочи кон потрошувачот. Друга задача на спиралата е да ја трнсформира кинетичката енергија што ја има работната течност на излезот од работното коло во потисна енергија. Процесот на трансформација трае и во одводниот дифузор 4.

При влез на течноста во пумпата доаѓа до опаѓање на притисокот (вакуум или подпритисок). Под дејство на атмосферскиот притисок, ако течноста се црпи од отворен резервоар, таа доаѓа во пумпата на местото на течноста која веќе дошла во контакт со работното коло и така процесот се одвива континуирано.

На сликата 1.2 е прикажана шема на осна пумпа. Течноста доаѓа во работното коло 1 преку доводните цевки 3 во насока на оската на работното коло. Во некои случаи како доводна цевка служи добро обликуван влезен дел од пумпата. Работното коло се состои од главчина и неколку лопатки кои радијално се поставени на главчината. Лопатичниот профил рамномерно и просторно се менува и на секој произволен радиус има облик на аеропрофил. При ротационо движење на работното коло под дејство на лопатките од работното коло струјната енергија на работната течност се зголемува при нејзино движење нагоре, а тоа се манифестира со зголемување на притисокот и брзината.

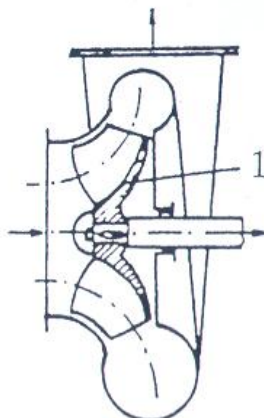


Слика 1.2 – Шема на аксијална пумпа

Во областа на работното коло дел од течноста се движи речиси по цилиндрична површина, при што врши истовремено и ротационо и праволиниско движење долж оската на работното коло.

По излезот од работното коло работната течност навлегува во дифузорот 2. Дифузорот претставува неподвижен елемент на кој што има неколку лопатки кои што имаат соодветна просторна површина, која е изведена така да обемената компонента на апсолутната брзина на струењето потполно се намали. На овој начин брзината на струењето низ помошното коло опаѓа, а исто така и кинетичката енергија се намалува, меѓутоа расте притиснатата енергија. После излезот од помошното коло работната течност оди во одводната цевка 4.

На сликата 1.3 е прикажана една шема на дијагонална пумпа со спирално куќиште. Течноста во работното коло 1 доаѓа во правец на оската на колото, а од колото излегува дијагонално.



Слика 1.3 – Шема на дијагонална пумпа

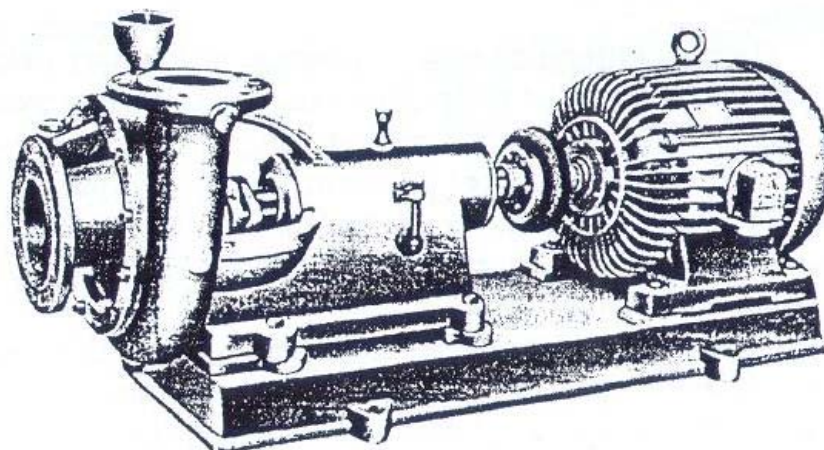
Карактеристично овде е што во меридијански пресек излезната ивица на работното коло се гледа косо во однос на оската на пумпата за разлика од центрифугалните пумпи каде што излезната ивица на работното коло е паралелна со

оската на вртење. Често пати работното коло кај завојните пумпи е изведено отворено и немаат преден венец поради специфичните услови на работа.

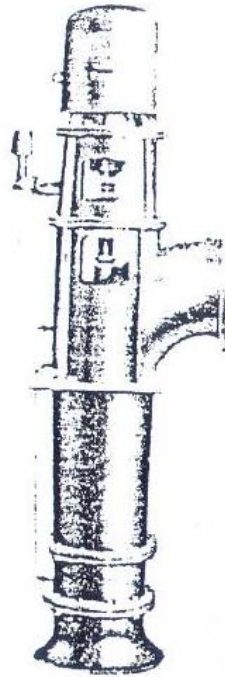
Во рамките на оваа основна поделба на пумпите во инженерската пракса се користат различни критериуми за прецизна ознака на турбопумпите. Со оглед на тоа што сеуште нема усвоен систем за овие критериуми, можеме само да зборуваме за критериумите кои ги користат производителите на овие машини за нивно означување. Овде спаѓаат следните критериуми:

- а) облик на работното коло
- б) распоред и број на работни кола
- в) облик на куќиштето
- г) начин на вградување
- д) според работниот режим
- ѓ) според карактерот на технологијата
- е) според работниот флуид
- ж) видот на погонот
- з) материјалот на основните склопови

Критериумот под а): Во зависност од насоката на струење на флуидот работното коло на турбопумпите може да биде радијално (центрифугално), дијагонално (полуаксијално или завојно) и аксијално (пропелер). Овие турбопумпи обично се изведуваат како центрифугални (слика 1.4) и како осни пумпи (слика 1.5).



Слика 1.4 – Центрифугална пумпа

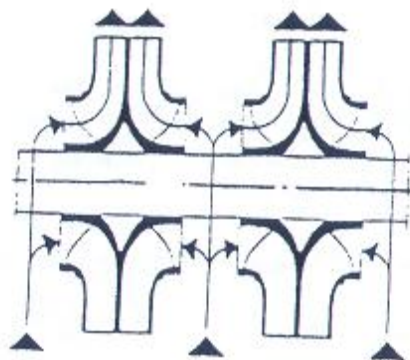


Слика 1.5 – Осна пумпа

Центрифугалните и полуаксијалните работни кола можат да се изведат како отворени (без преден венец) и како затворени (со преден венец). Пропелерите може да се излеат заедно со главчината односно да бидат изведени под оптимален агол фиксирани за главчината (за одреден работен режим) или може да бидат изведени како подесливи односно да може да се регулира аголот на лопатките на работното коло во широк дијапазон на работни режими на турбопумпата.

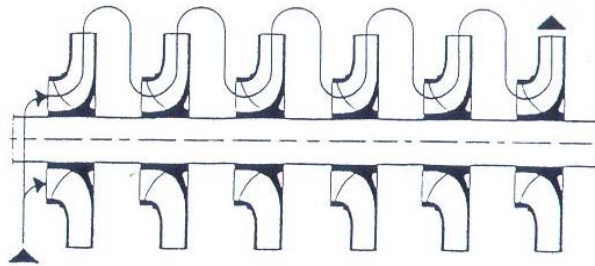
Покрај овие решенија можат да се изведат и специјални работни кола, како на пример коло со една лопатка, коло со два или три работни канали, слободно струјно коло, периферно коло итн. Шематски прикази на најчестите конструктивни решенија на работни кола ќе бидат дадени во поглавјето 3.2.

Критериумот под б): Работното коло може да биде поставено на вратилото на пумпата и тоа од едната или од двете страни. Со еднострано поставување на работното коло (конзолно) се заштедува едена заптивка меѓутоа се зголемува свиткувањето на вратилото на пумпата. При поголеми протоци двострано поставеното работно коло може да биде изведено како двострујно или повеќе струјно (при што се неутрализира аксијалната сила на вратилото) слика 1.6



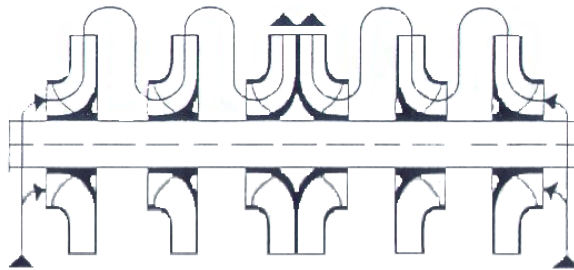
Слика 1.6 – Повекеструјна пумпа

Поголеми напори се остваруваат со повеќе работни кола, (повеќестепени пумпи)
слика 1.7.



Слика 1.7 – Повеќестепена пумпа со 6 степени

Во овој случај потребно е да се неутрализира аксијалната сила на вратилото на пумпата така што едната половина од работното коло се вградува како слика во огледало. Можни се и решенија на повеќестепени пумпи изведени како повеќеструјни пумпи како на слика 1.8.



Слика 1.8 – Двострујна повеќестепена пумпа со 6 степени

Критериумот под в): За различни куќишта на пумпите одговараат различни конструктивни решенија на самите пумпи. Скоро секој тип на пумпа има определен тип на куќиште по кој се препознава нејзината основна конструктивна концепција. Најчесто во праксата се применуваат куќишта со спирален облик.

Критериумот под г): За различни начини на вградување на турбопумпите следуваат различни конструктивни концепции на самите пумпи. Во принцип турбопумпите се изработуваат со хоризонтално вратило (хоризонтални пумпи) слика 1.4 и со вертикално вратило (вертикални пумпи) слика 1.5.

Во кругот на овие решенија, врската на пумпата со фундаментот е следен важен критериум за означување на типот на пумпата. Пумпата може да има сопствено постоље или може да биде прицврстена за погонскиот мотор. Начинот на врската помеѓу пумпата и погонската машина ни ја дава специфичноста на самата конструкција (мотор со прирабница или со латерна) како и на самата концепција на основата на пумпата (една основа за целиот агрегат или со одвоени основи за пумпата и погонската машина).

Од аспект на подвижноста пумпите може да ги поделиме на статички и мобилни пумпи.

Критериумот под д): Во однос на работниот режим на работа се разликуваат работна, односно главна пумпа, резервна пумпа и пумпа за замена. Со главната пумпа може да се комбинира и предпумпа (бустер пумпа). Според оваа поделба пумпите работат со: полно оптеретување, со делумно оптеретување, со крајно оптеретување како стартните пумпи и као пумпите за сигурносна резерва.

Во врска со карактерот на технолошкиот процес во индустриските погони, во кои пумпата работи, постојат битни конструктивни разлики помеѓу концепциите на пумпите за определени технолошки задачи. Така во областа на водостопанството се

изработуваат пумпи за: наводнување и мелорација, дренажа, хидрофор пумпи, бунарски и други пумпи.

Во енергетиката се применуваат котелски напојни пумпи, пумпи за кондензат, реакторни пумпи, пумпи за централно подмачкување итн.

Во хемиската и петрохемиската индустрија најчесто се применуваат хемиските, процесните, пипелин и рафинериските пумпи.

Во бродоградбата карактеристични се: бродските пумпи, пумпите за полнење и претовар на танкери, пожарни пумпи итн.

За специјални технолошки процеси се применуваат специјални турбопумпи.

Според видот на работниот флуид се применуваат различни пумпи како што се: **пумпи за вода**-за чиста вода, за вода за пиење, за топла и врела вода, за вода за ладење, за кондензат, напојни пумпи, фекални и пумпи за мешавини. Според други работни флуиди разликуваме пумпи за масло, пумпи за ладилни течности, пумпи за течен гас, пумпи за масат и киселина, пумпи за прехранбени пијалоци (млеко, вино, пиво), пумпи за транспорт на течен бетон и други видови на пумпи.

Критериумот под ж): Пумпите во постројките се разликуваат според видот на погонската машина. Постојат: рачни и моторни пумпи, пумпи со турбински погон, електропумпи, магнетни и други видови на пумпи.

Критериумот под з): Според материјалот од кој е изработено куќиштето се изработуваат пумпи од: лиено железо, бронза, челичен лив, вештачки материјали, керамика, од бетон итн.

Струјните површини на турбопумпите може да се заштитат на различни начини. Во врска со ова се изработуваат гумирани, емајлирани, панцирни слоеви како и слоеви од вештачки материјали итн.

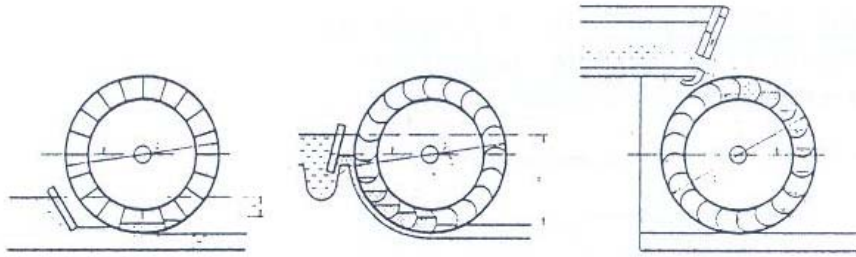
Се разликуваат и пумпи отпорни на корозија и абење.

1.3 ИСТОРИСКИ РАЗВОЈ НА ПУМПТЕ

Првиот обид човекот да користи водоснабдување во населените места е пред новата ера. Кај древните цивилизации као што се Египет, Кина итн., каде што имало претежно сува клима, наводнувањето на земјоделските површини било многу важно животно прашање. Во поголемите населби и градовите било потребно да се обезбеди вода за пиење. Како доказ за оваа етапа од развојот на човештвото сведочат познатите аквадукти (водоводи) во Сицилија (450 г. пред новата ера), првиот римски аквадукт долг 16,6 km (312 г. пред новата ера), првиот водовод долг 91,7 km (околу 144 г. до новата ера), како и првиот водовод по напор (20N/cm^2) кај пергамон (околу 160 г. до новата ера). Ако на почетокот проблемите за довод на вода од изворот до потрошувачите е решаван без напор подоцна почнале да се решаваат и проблемите за совладување и на напор односно за совладување на некоја висинска разлика при транспортот на водата од едно ниво на друго. Практично од тогаш и започнува ерата на развојот на пумпите.

Водното коло за подигање на водата од пониско на повисоко ниво е најстариот познат механизам за транспорт на вода. Висината на подигање на водата во тоа време била 3-4 m при проток од 8-10 m³/h. Такви уреди, кои представувале примитивен облик на ланчани пумпи во форма на бескраен ланец со кофи за вода се користеле околу 1700 години пред новата ера. Во овој период во Каиро е користен бунар со длабочина од 91,5 m од кој на овој начин се добивала вода за пиење.

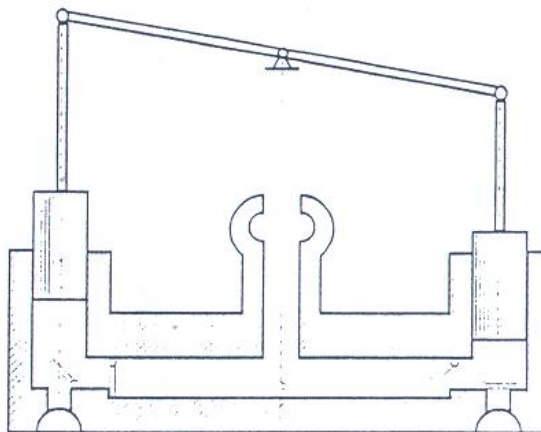
Подоцна водните кола се користеле како погонски машини за искористување на водната енергија за потребите на луѓето. Водните кола се вртеле под дејство на тежината на водата која се доведувала: подножно, странично или од горе, и се користеле за погон на млинови за жито и за други потреби, слика 1.9.



Слика 1.9 – Водно коло

Пожарната пумпа од Александрија слика 1.10, која е изградена околу 200 години пред нашата ера, по египетските пишани документи може да се смета за прототип на клипните пумпи. Тешко е да се поверува дека сите класични елементи кои ги имаат сегашните клипни пумпи биле искористени и во тоа време на дадената пумпа. Оваа пумпа му се препишува на Ctsebius.

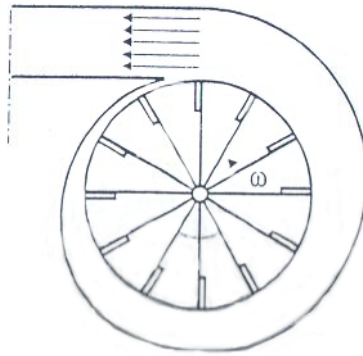
Клипните пумпи се до 18 век, се одликувале со примитивна конструкција. Голем чекор во развојот на овие пумпи се бележи во периодот после основањето на парната машина која се користила за погон на овие пумпи. Класично решение на прототип на клипна пумпа која се погонува со експанзија на водена пара од парна клипна машина му се препишува на Вортингтон (Wortington) во 1850 година.



Слика 1.10 – Противпожарна пумпа од Александрија

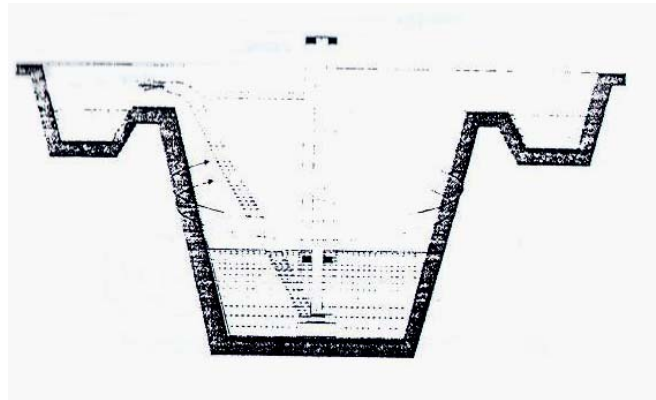
Првата изработена аксијална пумпа со десет просторно закривени дрвени лопатки потекнува од петиот век на новата ера, а е пронајдена во Португалија 1772 година. Меѓутоа градбата на турбопумпите започнува релативно покасно бидејќи било потребно прво да се дојде до некои теоретски предзнаења.

Идејата за центрифугалните пумпи прв ја имал Леонардо Да Винчи (1452-1519). Првата типично центрифугална пумпа со спирала и рамни радијални лопатки ја дал францускиот физичар Папен (Denis Papin) која е изработена во 1687 година, слика 1.11.



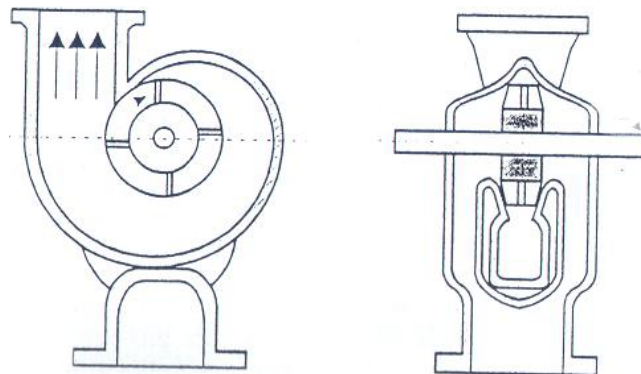
Слика 1.11 – Папенова радијална пумпа

Првата центрифугална пумпа употребена во пракса ја конструирал Le Demur во 1732 година, слика 1.12.



Слика 1.12 – Le Demour –ва пумпа од 1732 година

Класична форма на работно коло од радијален тип, кое е многу слично на современите кола на центрифугалните пумпи, било користено во 1818 година во Бостон која била наречена Масачусец пумпи (Massachusetts-pump),(Andrews) слика 1.13.



Слика 1.13 – Радијална пумпа од 1818 година (Andrews)

Ова се конструкции на двострујни спирални пумпи со полуотворено работно коло и со радијални прави лопатки. Дури во 1846 година Andrews докажал дека криволиниските лопатки обезбедуваат подобар ефект на потиснување од правите лопатки.

Англискиот индустријалец Џон Гвин (John Gwynne) околу 1850 година на пазарот ја изнесува првата двострујна спирална пумпа со затворено работно коло и криволиниски лопатки, изработена врз база на решението на Andrews. Инаку во тоа време едностепените пумпи имале многу мала вредност за остварување на напор.

Како резултат на повеќе испитувања била конструкцијата на повеќестепенена центрифугална пумпа која е патентирана во 1851 година. Таа пумпа, без лопатки за насочување, значајно ја усовршил Рејнолдс (Reynolds) кој ја патентирал повеќестепената центрифугална пумпа со спроводен апарат и на одводот.

Од оваа пумпа на Рејнолдс до денешните современи повеќестепени центрифугални пумпи со висок притисок е направен многу мал чекор, кој всушност се состои од подобри конструктивни решенија на некои детали и подобри хидраулични карактеристики на проточниот канал на пумпата.

Усовршувањето на турбопумпите во дваесетите и триесетите години од минатиот век е тесно поврзано со името на професорот Пфлајдерер (Pfleiderer), кој ја поставува зависноста помеѓу бројот на лопатките и хидрауличните карактеристики на пумпата. После ова откритие турбопумпите имаат благ развој се до ден денес.

2. ТЕОРЕТСКИ ОСНОВИ

2.1 КАРАКТЕРИСТИКИ НА СТРУЕЊЕТО НИЗ ТУРБОПУМПИТЕ

Работниот процес во турбопумпата е потполно определен со особините на работниот флуид и условите на струење низ подвижните и неподвижните делови на пумпата. За аналитичко дефинирање на оваа појава ги имаме на располагање равенката на континуитет, равенката на движењето, енергетската равенка како и изразите за пресметување на отпорите на триење.

Струењето низ турбопумпите е просторно, а низ работното коло уште и нестационарно. Современите методи за решавање на вакво струење не можат да дадат егзактно решение во затворен облик. Поради тоа се наметнува потребата од систематизирање и типизација на задачата и условите на решавање, со што се добиваат услови да се дојде до решение кое нема да отстапува многу од стварното преку одредени течности. Меѓутоа таквите постапки не може да дадат сигурни податоци па затоа се наметнува и потребата за експериментално испитување.

Од друга страна пак сложеноста, високата цена, и долготрајноста на испитувањето условуваат пронаоѓање на метод за воопштување на експерименталните податоци, кои подоцна може да се применат и на други слични услови без потреба од нови мерења. Така е добиен законот на сличноста.

Во врска со проблематичното струење низ турбопумпите читателите може да прочитаат подетални информации во третото поглавје од книгата Турбомашини – теоретски основи. Овде накратко ќе се анализира само проблематиката која се однесува на моделот на струење на нестисливи течности, кои во принцип се користат за пресметување на процесот во турбопумпите. Инаку за пресметување на работното коло со закривени лопатки најчесто се користи упростен модел на дводимензионално струење кое ќе биде посебно опишано во поглавјето 12.

2.2 ЕНЕРГИЈА НА СТРУЕЊЕ НА ТЕЧНОСТА – ДЕФИНИЦИЈА

Енергијата на струење на течноста ги има следните три облици:

- енергија на положбата
- енергија на притисок
- кинетичка енергија

Доколку енергијата се изрази, како што е чест случај, во релативна мерка и тоа во однос на единица маса на течност, тогаш енергијата претставува единица енергија на струење на течноста.

Тоталната единечна енергија на струење на течноста изразена во облик:

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{c^2}{2 \cdot g} + z \quad (2.1)$$

Се вика хидраулична висина или вкупен напор и претставува енергија сведена на единица тежина изразена во N и има димензија: $[J/kg \cdot m/s^2 \equiv J/N]$ односно метри воден столб [m].

Единечната тотална енергија дадена со изразот:

$$P = p + \frac{\rho \cdot c^2}{2} + \rho \cdot g \cdot z \quad (2.2)$$

Представува тотален притисок, односно енергија сведена на единица волумен на течност и има димензија: $[\text{Pa}] \equiv [\text{J}/\text{m}^3 \equiv \text{N}/\text{m}^2]$.

Тоталната енергија на течност изразена во облик:

$$E = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + g \cdot z \quad (2.3)$$

Представува вкупна енергија сведена на единица маса на течност и има димензија: $[\text{m}^2/\text{s}^2 \equiv \text{Nm}^3/\text{m}^2 \equiv \text{J}/\text{kg}]$.

Во изразите 2.1 2.2 и 2.3 вредностите се:

p - притисок

c - брзина

z - геодетска или геометриска висина

Во претходните изрази поедините членови од десната страна на равенките претставуваат:

z [m] – геометриска висина

$\frac{p}{\rho \cdot g}$ [m] – притисна висина

$\frac{c^2}{2 \cdot g}$ [m] – брзинска висина

$\rho \cdot g \cdot z$ [Pa] – хидростатички притисок (p_{st})

p [Pa] – хидростатички притисок или само притисок (p_{st})

$\rho \cdot \frac{c^2}{2}$ [Pa] – динамички притисок (p_{din})

$\frac{p}{\rho}$ [J/kg] – притисна енергија

$g \cdot z$ [J/kg] – потенцијална енергија

$\frac{1}{2} \cdot c^2$ [J/kg] – кинетичка енергија

Изразите од 2.1 до 2.3 всушност претставуваат изрази за равенка на енергијата и може да се користат по потреба.

2.3 ПРОЦЕС НА РАЗМЕНА НА ЕНЕРГИЈАТА ВО ТУРБОПУМПИТЕ

Од аспект на размена на енергијата една турбопумпа претставува хидраулична машина во која енергијата на течност се зголемува во тек на струењето на течност низ работниот простор на пумпата, благодарение на механичката енергија доведена од надворешен извор (најчесто електромотор).

Со оглед на тоа дека со примопредавањето на енергија помеѓу работното коло на пумпата и флуидот се јавуваат губитоци на дел од енергијата може да се запише следното:

$$E = E_2 - E_1 + E_3 \quad (2.4)$$

Овде E претставува енергија што се доведува на пумпата од надвирешниот извор, најчесто електромотор, а енергијата E_1 и E_2 претставуваат енергии со кои располага течност на влезот и на излезот од пумпата. Енергијата E_3 е “загубен” дел од енергијата кој се претвора во топлина (поради силата на триење во текот на работата).

Во текот на струењето на течност низ турбопумпата се менува енергијата на течност. При тоа може да дојде до релативно прераспоредување на членовите во секој

од изразите 2.1 до 2.3. Истовремено, доаѓа и до загуба на дел од енергијата која делумно се троши за загревање на течноста и делумно се предава на околината.

Според тоа турбопумпите се хидраулични машини кај кои во текот на процесот на размена на енергијата се врши промена и на кинетичката и потенцијалната енергија на течноста. Процесот на размена на енергија помеѓу работниот флуид и машината се врши во ротационо работно коло со лопатки.

2.4 ОСНОВНИ ЗАКОНИ И РАВЕНКИ ОД МЕХАНИКА НА ФЛУИДИТЕ

2.4.1 Општи претпоставки

Теоретското гледање и хидрауличкото пресметување на турбопумпите се засновува на познатите закони од механика на флуиди. При тоа вообичаено се усвојува претпоставката дека низ пумпата струи нестислив и невискозен флуид ($\rho = \text{const}$) и дека струњето е независно од времето t .

2.4.2 Равенка на континуитетот

Врз основа на законот на класичната механика за одржување на маса на произволен волумен непрекината средна маса dm дел од флуидот не се менува во текот на движењето:

$$dm = \rho \cdot dV = \text{const} \quad (2.5)$$

Од овде следува:

$$\frac{d}{dt}(dm) = \frac{d}{dt}(\rho \cdot dV) = 0 \quad (2.6)$$

Каде што: ρ – е густина, а $\left(\frac{d}{dt}\right)$ е тотален извод по времето, кој во дадениот случај представува промена на елементарна маса за единица време при движење на дадената маса.

Со диференцирање на изразот 2.6 се добива изразот:

$$\frac{d\rho}{dt}dV + \rho \frac{d}{dt}(dV) = 0 \quad (2.7)$$

Изразот $\frac{d\rho}{dt}$ представува тотална промена на густината во функција од времето и затоа:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + c_x \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + c_y \cdot \frac{\partial \rho}{\partial y} + c_z \cdot \frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{c}, \text{grad} \rho) \quad (2.8)$$

За нестислив флуид $\frac{d\rho}{dt} = 0$. Во повеќе случаи може да се смета дека овој услов е исполнет. Меѓутоа треба да се нагласи дека во случај при појава на кавитација во каналите на турбопумпата доаѓа до формирање на меурчиња кои се исполнети со пара од течноста или мешавина на пара и гас кој се наоѓа во течноста. Овие краткотрајни процеси се остваруваат со промена на густината односно од условот: $\frac{d\rho}{dt} \neq 0$. Меѓутоа овие случаи се предмет на посебна анализа.

Од дефиницијата за дивергенција на векторската брзина ($\text{div} \vec{c}$) следува:

$$\operatorname{div} \vec{c} = \frac{1}{dV} \frac{d}{dt} (dV) \quad (2.9)$$

Односно брзината на релативното волуменско ширење на елементарен волумен течност во дадена точка е еднаква на дивергенцијата на векторската брзина во таа точка.

На тој начин равенката 2.7 преоѓа во следниот облик:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{c}, \operatorname{grad} \rho) + \rho \cdot \operatorname{div} \vec{c} = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \cdot \vec{c}) = 0 \quad (2.11)$$

За стационарно струење важи $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ и за нестислив флуид (независно од карактерот на струењето) се добива следниот облик:

$$\operatorname{div} \vec{c} = 0 \quad (2.12)$$

Равенката 2.12 представува равенка на континуитетот или равенка на непрекинато за нестислив флуид, кој практично се користи кај турбомашините.

Во Декартов координатен систем равенката 2.12 го има следниот облик:

$$\operatorname{div} \vec{c} = (\nabla, \vec{c}) = \left(\frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}, c_x \vec{i} + c_y \vec{j} + c_z \vec{k} \right) = 0$$

$$\operatorname{div} \vec{c} = \frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z} = 0 \quad (2.13)$$

А поларно цилиндричен координатен систем (\vec{r}, θ, z) :

$$\operatorname{div} \vec{c} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot c_r) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} (r \cdot c_\theta) + \frac{\partial c_z}{\partial z} = 0 \quad (2.14)$$

Оваа равенка аналитички го означува законот за одржување на масата по кој елементарна количина на флуид (dm) може да го менува својот волумен и својата густина под условот $\rho \cdot dV = dm = \text{const}$.

Според тоа равенката на континуитетот за произволен конечен волумен V на течност може да се напише во следниот облик:

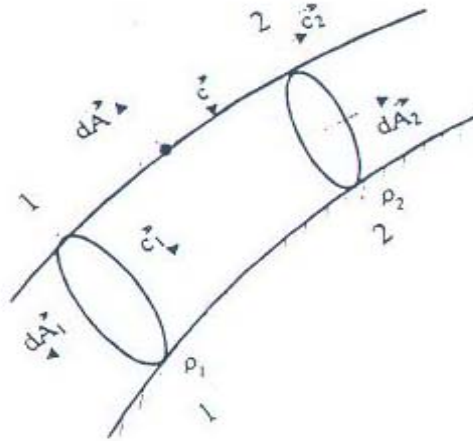
$$\frac{d}{dt} (dm) = \frac{d}{dt} \int_V (\rho \cdot dV) = 0 \quad (2.15)$$

Очигледно е дека со диференцирање на десниот дел од дадениот израз од равенката 2.15 ќе се добие равенката 2.12:

$$\frac{d}{dt} \int_V (\rho \cdot dV) = \int_V \frac{d\rho}{dt} dV + \int_V \rho \frac{d}{dt} (dV) = \int_V \left(\frac{d\rho}{dt} + \rho \cdot \operatorname{div} \vec{c} \right) = 0 \quad (2.16)$$

Оваа равенка е задоволена за произволен волумен V , при $\rho = \text{const}$ ако е исполнет условот 2.12 односно $\operatorname{div} \vec{c} = 0$.

Ќе разгледаме еден специјален случај за едnodимензионално струење долж елементарно струјно влакно со променлив пресек A , слика 2.1.



Слика 2.1 – Струјно влакно

Користејќи ја дефиницијата за тотален волуменски интеграл, во векторски облик, равенката 2.15 преминува во следниот облик:

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_V \rho(\vec{c}, d\vec{A}) = 0 \quad (2.17)$$

За нестислив флуид без разлика на карактерот на струењето е $\left| \frac{\partial \rho}{\partial t} \right| = 0$ па важи следното:

$$\int_A \rho(\vec{c}, d\vec{A}) = 0 \quad (2.18)$$

Односно:

$$\rho_1 \cdot c_1 \cdot dA_1 = \rho_2 \cdot c_2 \cdot dA_2 = \dots = \rho \cdot c \cdot dA = dm = const \quad (2.18)$$

Оваа равенка е позната како равенка на континуитет при струење на флуид низ струјно влакно. Оваа равенка важи и за струење низ канали и цевки со неограничен попречен пресек A_1, A_2, \dots, A .

Ако се изврши интегрирање на 2.18 по конечниот пресек и обемот на струјната цевка и се воведат средните големини $\bar{\rho}, \bar{c}, \bar{A}$, ќе се добие следното:

$$\bar{\rho}_2 \cdot \bar{c}_2 \cdot \bar{A}_2 - \bar{\rho}_1 \cdot \bar{c}_1 \cdot \bar{A}_1 = 0 \quad (2.19)$$

или

$$\bar{\rho}_2 \cdot \bar{c}_2 \cdot \bar{A}_2 = \bar{\rho}_1 \cdot \bar{c}_1 \cdot \bar{A}_1 = \bar{\rho} \cdot \bar{c} \cdot \bar{A} = const$$

Бидејќи производот $(\vec{c}, d\vec{A})$ на обемот на струјното влакно слика 2.1 е нула ($\vec{c} \perp d\vec{A}$).

Равенката на континуитетот за еднодимензионално струење долж струјното влакното со променлив пресек, слика 2.1 според тоа има облик:

$$m = \rho \cdot c \cdot A = const \quad (2.20)$$

За нестислива течност:

$$Q = c \cdot A \quad (2.21)$$

Во горните равенки протоците се изразени како маса (m) или како волумен (Q) во единица време, односно како масен или волуменски проток (m, Q).

(Средните вредности $\bar{\rho}, \bar{c}, \bar{A}$ се толку вообичаени што не се става цртица од горе како знак дека се работи за средна вредност).

За пресек на конечна големина треба да се соберат протоците низ елементарното струјно влакно па ќе биде:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q = \rho \cdot \int_A (\vec{c}, d\vec{A}) = \rho \cdot \int_A (c, dA) \quad (2.22)$$

За нестислив флуид, поради константната густина волуменскиот проток низ сите пресеци ќе биде ист и е:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \int_A c \cdot dA \quad (2.23)$$

2.4.3 Ојлерова равенка на движењето

Општиот облик на равенката за движењето може да се изведе од Њутновиот закон за количество движење на флуидна маса m која се наоѓа во волумен V со ограничена површина A . Тој закон гласи: изводот по времето на главниот вектор на количеството на движење е еднаков на главниот вектор на волуменските и површинските сили. Елементарната количина на движење $d\vec{K}$ со маса $dm = \rho \cdot dV$, изнесува:

$$d\vec{K} = dm \cdot \vec{c} = \rho \cdot \vec{c} \cdot dV$$

А главниот вектор на количеството движење е:

$$\vec{K} = \int_V \vec{c} \cdot dm = \int_V \rho \cdot \vec{c} \cdot dV \quad (2.24)$$

Волуменската сила сведена на единица маса е \vec{F} и затоа $\vec{F} \cdot dm = \rho \cdot \vec{F} \cdot dV$ е сила која делува на елементарна маса dm во елементарен волумен dV . Главниот вектор на таа сила е:

$$\int_V \vec{F} \cdot dm = \int_V \rho \cdot \vec{F} \cdot dV \quad (2.25)$$

Слично на тоа е и:

$$\int_V p \cdot d\vec{A} \quad (2.26)$$

Каде што \vec{F} е единична волуменска сила, а p е притисок на единица површина.

Збирот на овие сили е:

$$\int_V \rho \cdot \vec{F} \cdot dV - \int_V p \cdot d\vec{A} = \int_V (\rho \cdot \vec{F} - \nabla p) dV \quad (2.27)$$

Производот на масата и забрзувањето за целиот волумен V е:

$$\int_V \rho \cdot \frac{d\vec{c}}{dt} \cdot d\vec{V} \quad (2.28)$$

Па конечно се добива:

$$\int_V \left(\rho \cdot \frac{d\vec{c}}{dt} \cdot dV - \rho \cdot \vec{F} + \nabla p \right) = 0 \quad (2.29)$$

Ако горниот услов е исполнет за било кој волумен тогаш следува:

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p, \quad \nabla p = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \vec{i} + \frac{\partial p}{\partial y} \cdot \vec{j} + \frac{\partial p}{\partial z} \cdot \vec{k} \quad (2.30)$$

Равенката 2.30 претставува Ојлерова равенка на движење за совршен флуид во векторски облик.

Со развивање на изразот се добива тоталниот израз за брзината:

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + (\vec{c}, \nabla) \vec{c} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p \quad (2.31)$$

Каде што: $(\vec{c}, \nabla) = c_x \frac{\partial}{\partial x} + c_y \frac{\partial}{\partial y} + c_z \frac{\partial}{\partial z}$

Со трансформирање на:

$$(\bar{c}, \nabla)\bar{c} = \frac{1}{2} \nabla c^2 - [\bar{c}, \text{rot}\bar{c}] \quad (2.32)$$

Се добива трансформирана Ојлерова равенка:

$$\frac{\partial \bar{c}}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla c^2 - [\bar{c}, \text{rot}\bar{c}] = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p \quad (2.33)$$

Која е посебно подесена за проучување на невртоложни струења. За баротропен флуид и конзервативни сили важат следните релации:

$$\frac{1}{\rho} \nabla p = \nabla \int \frac{dp}{\rho} \quad \text{и} \quad \bar{F} = \text{grad}U = \nabla U$$

Од овде Ојлеровата равенка се сведува на следниот облик:

$$\frac{d\bar{c}}{dt} = \nabla \left(U - \int \frac{dp}{\rho} \right) \quad (2.34)$$

2.4.4 Енергетска равенка

Под одредени услови Ојлеровата равенка може да се интегрира. Во случај на струење на баротропен флуид $[\rho = \rho(p)]$, и при стационарно струење во поле на конзервативни сили $(\bar{F} = \nabla U)$, трансформираната Ојлерова равенка преминува во облик:

$$\nabla \left(\frac{c^2}{2} - U + \int \frac{dp}{\rho} \right) = [\bar{c}, \text{rot}\bar{c}] \quad (2.35)$$

Кога горната равенка ќе се помножи со насочена елементарна струјница $d\bar{s}$. Левата страна ќе се сведе на диференцијал, а десната е нула поради паралелноста на векторите \bar{c} и $d\bar{s}$ па се добива:

$$d \left(\frac{c^2}{2} - U + \int \frac{dp}{\rho} \right) = 0 \quad (2.36)$$

А со интегрирање се добива:

$$\frac{c^2}{2} - U + \int \frac{dp}{\rho} = C = \text{const} \quad (2.37)$$

Равенката 2.37 представува воопштена Бернулиева равенка која важи за совршен флуид кој струи. Кога густината на флуидот е непроменлива, флуидот е баротропен и струењето е во поле на тежиштето, и ако равенката 2.37 се сведе на равенката на масата тогаш важи:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + g \cdot z = \text{const} \quad (2.38)$$

Каде што:

p - притисок во посматраниот пресек (Pa)

z - координати на тежиштето на посматраниот пресек (m)

c - брзина во посматраниот пресек (m/s)

Според тоа за елементарно струјно влакно и за забавено струење на совршен флуид под овие услови Бернулиевата равенка се состои од три вида на енергија долж струјната линија и константни големини.

Оваа Бернулиева равенка го изразува законот за одржување на механичката енергија на струење на флуид поради што се вика и енергетска равенка .

Константниот израз на десната страна од равенката 2.38 се однесува на едно струјно влакно што значи дека во струјното поле на идеален флуид константата C може да има друга вредност за секоја струјница.

За струење на невискозен флуид во произволно голем пресек константната струјна енергија може да има различни вредности долж струјницата.

Ако струи реален (вискозен) флуид тогаш при струењето се појавуваат хидраулични губитоци поради вискозноста на флуидот. Во тој случај енергетската равенка напишана за два различни пресеци по единица маса флуид добива облик:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + z_2 + h_{g1-2} \quad (2.39)$$

Каде што:

h_{g1-2} - хидрауличен губиток на струјна енергија помеѓу посматраните пресеци.

За реално струење во цевки со произволен попречен пресек равенката 2.39 го има следниот облик:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \cdot \frac{c_{1m}^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \cdot \frac{c_{2m}^2}{2g} + z_2 + h_{g1-2} \quad (2.40)$$

Каде што:

c_{1m} и c_{2m} - се средни брзини на струење низ пресекот

α_1 и α_2 - коефициент на кинетичка енергија кој го зема во предвид нерамномерноста на распределба на брзината во правец на попречниот пресек на струењето.

Во случај кога струењето се одвива во канали кои се вртат околу своите оски со аголна брзина $\omega = const$ тогаш се земаат во предвид освен тежишната сила и инерцијалните сили за преносно движење. Така Бернулиевата равенка за струјно влакно на невискозен флуид (за 1кг.) ја добива следната форма:

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{w^2 - u^2}{2g} = const \quad (2.41)$$

Каде што: w, u - релативна и обемна брзина во соодветниот пресек.

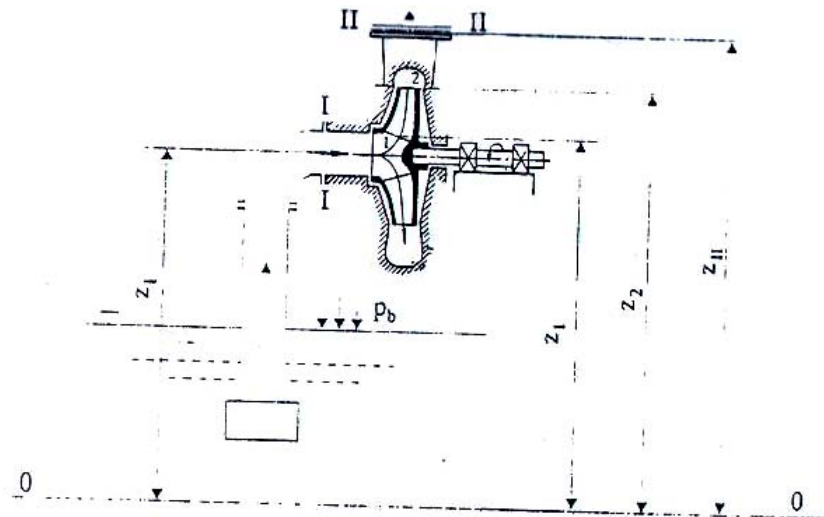
Во случај при струење на реален флуид, енергетската равенка напишана за два произволни пресеци ги има следниот облик:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + z_2 + h_{g1-2} \quad (2.42)$$

2.5 ЕДИНЕЧНА РАБОТА НА ФЛУИДНАТА СТРУЈА

Кога турбопумпата работи низ неа струи течност носејќи со себе одредена количина на механичка енергија. Количината на механичка енергија во флуидот се зголемува при прострујувањето на флуидот низ машината. Разликата на енергијата на влезот и излезот од машината сведена на единица маса флуид представува единечна работа на струењето (Y).

Секој килограм на работен флуид на патот од влезот до излезот од пумпата (сл.2.2) се збогатува со енергија (Y):



Слика 2.2 – Шема на центрифугална пумпа со всисен и потисен дел

$$Y = g \cdot h = \frac{p_{II} - p_I}{\rho} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2} + g(z_{II} - z_I) \quad (2.43)$$

Каде што:

- Y – единечна работа на струењето (J/kg)
- h- еквивалентна висина на столбот на течноста (m)
- ρ - густина (kg/m^3)
- z- геодетска кота на тежиштето на пресекот (m)
- c- средна брзина во пресекот (m/s)
- g- земјино забрзување (m/s^2)

Индексот I означува влез, а II излез од турбопумпата (сл.2.2).

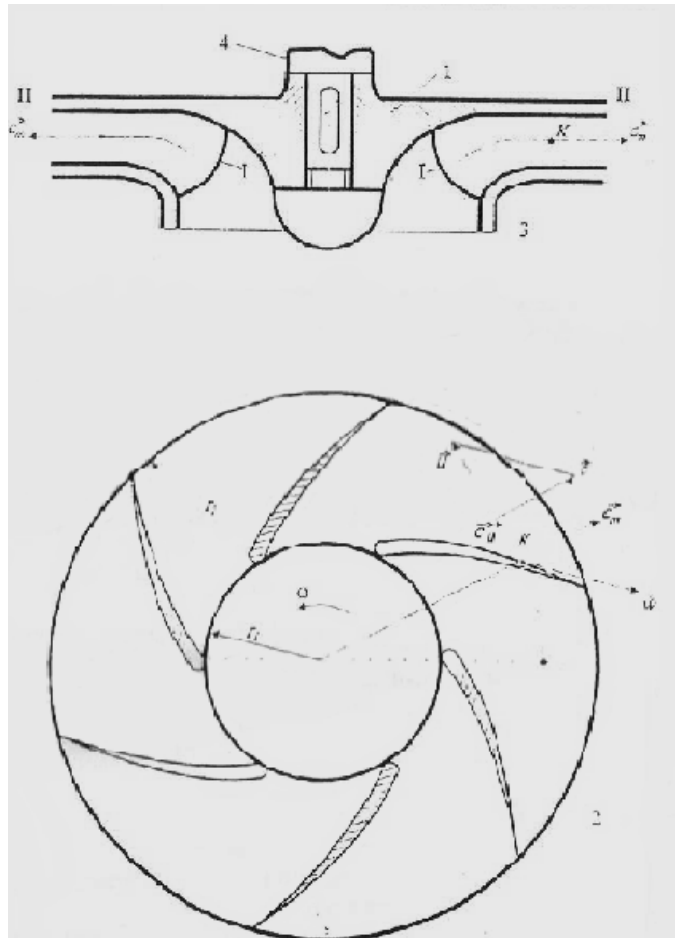
2.6 КИНЕМАТИКА НА СТРУЕЊЕТО ВО РАБОТНОТО КОЛО НА ТУРБОПУМПАТА

2.6.1 Општо за кинематиката на струењето

Кај турбопумпите работното коло со лопатките е основен работен елемент во кој се остварува процесот на размена на енергија помеѓу работниот флуид и машината, во услови на динамичко делување на лопатките на работниот флуид. Во текот на овој процес се зголемува енергетското ниво на работниот флуид, што се манифестира со зголемување на неговиот притисок и кинетичка енергија.

При анализа на процесот на размена на енергијата во турбопумпата се смета дека истиот се извршува само во работното коло, при што под тој поим се подразбира простор кој го опишува колото при вртење. Освен тоа се смета дека струењето низ работното коло е стационарно односно параметрите (проток, брзина, моќност и единечната работа) не се менуваат во текот на времето.

Да разгледаме едно работно коло на центрифугална пумпа кое се врти во однос на својата оска со одредена аголна брзина ω (сл.2.3). Апсолутното струење во работното коло се посматра како резултанта од преносното и релативното струење на течноста низ работното коло. Струјниците на преносното струење се представени како концентрични кругови во однос на оската на вртење.



Слика 2.3 – Радијално работно коло
 1 – главчина (внатрешен венец) 2 – работна лопатка
 3 – надворешен венец 4 – вратило

Струјниците на релативното струење се представени како траектории на каналите помеѓу лопатките, и се одредени со обликот на профилот на лопатките на работното коло. Релативната брзина \vec{w} и преносната брзина \vec{u} на флуидот се вектори кои тангираат на струјните линии на релативното и преносното струење во набљудуваната точка. (К) (сл.2.3).

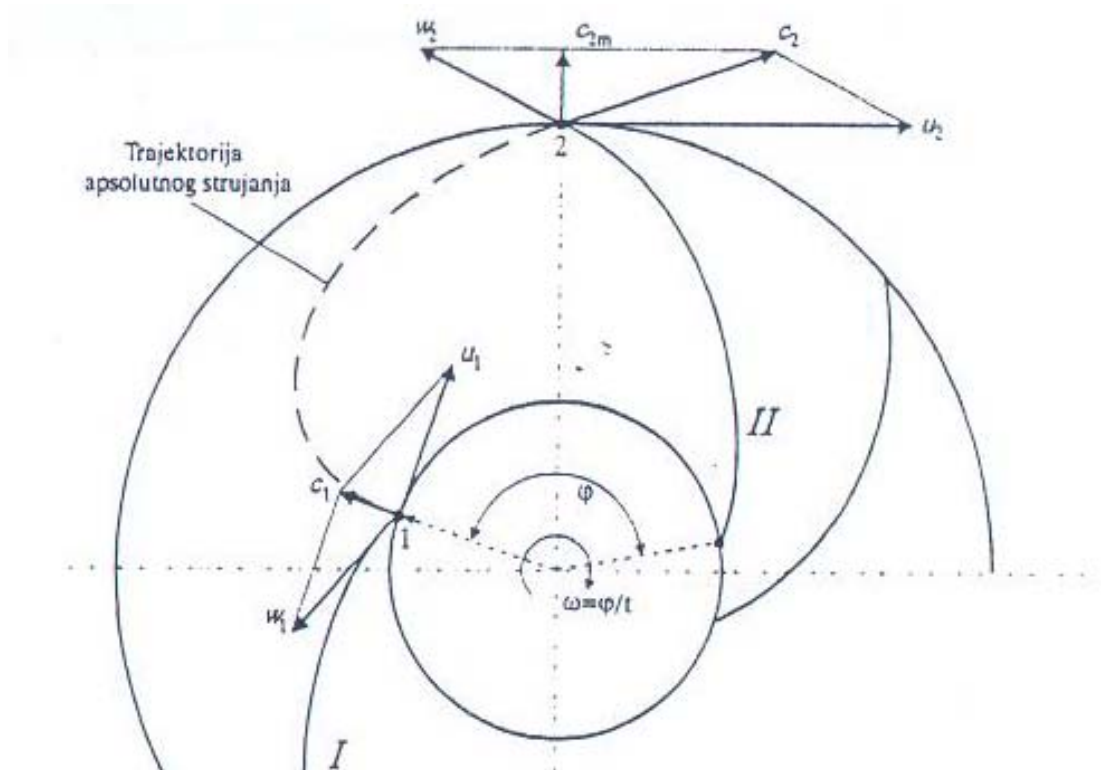
Брзината на апсолутното струење \vec{c} е векторски збир на преносната и релативната брзина (сл.2.4) така што:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

Каде што:

- \vec{c} - вектор на апсолутната брзина
- \vec{u} - вектор на преносната брзина
- \vec{w} - вектор на релативната брзина

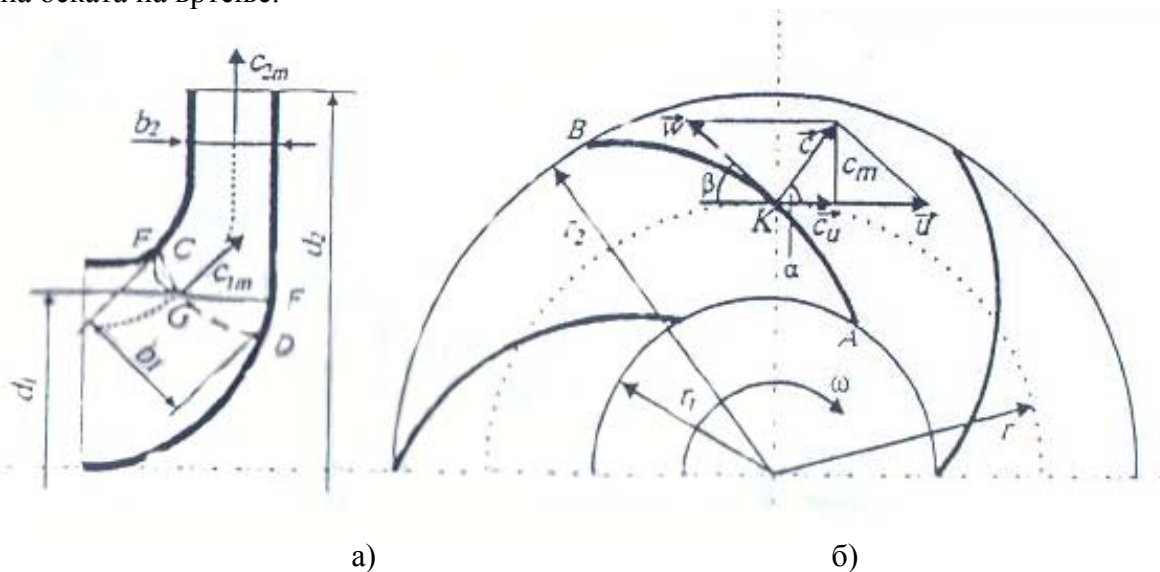
Траекторијата на апсолутното струење во работното коло е прикажана на сликата 2.4.



Слика 2.4 – шема на апсолутното движење во работното коло на центрифугална пумпа

2.6.2 Кинематика на рамнинско струење во работното коло на турбопумпата

На сликата 2.5 е прикажано едно работно коло на центрифугална пумпа и брзините кои го карактеризираат струењето низ колото. Ова е прикажано во меридијанска и ортогонална проекција на работното коло. Меридијанскиот пресек е прикажан на сликата 2.5а или проекција на колото представува пресек на работното коло на рамнина која поминува низ оската на вртењето. Ортогоналната проекција е прикажана слика 2.5б и представува проекција на работното коло на рамнина нормална на оската на вртење.



Слика 2.5 – модел на струење на течноста во работното коло на центрифугална пумпа

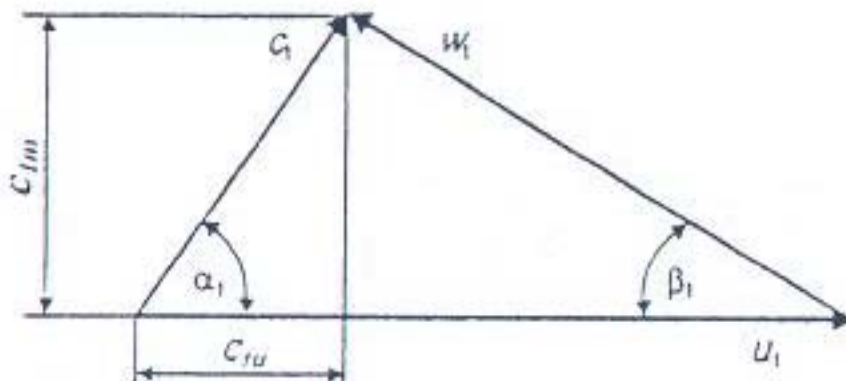
За поедноставно решавање на кинематиката на струењето се претпоставува дека струењето во работното коло е рамнинско така што површините во кои лежат струјните линии се нормални на оската на струењето.

Во меридијанска проекција струјните линии во областа на работното коло се во правец на оската на вртење, а векторите на брзините се претставуваат во ортогонална проекција во стварните големини. Овој случај на решавање одговара на стварното струење во работното коло чии лопатки лежат во меридијанска рамнина и имаат релативно мала ширина и голема должина. Лопатките на вакви работни кола се цилиндрични и лежат во една рамнина и не се просторно закривени.

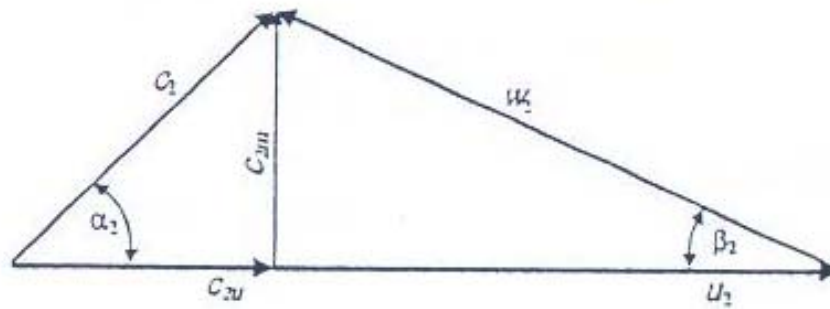
Ако произволната точка К се наоѓа во меѓулопатичниот простор на полупречник “r”, тоа е преносната брзина $\vec{u} = r\vec{\omega}$, а релативната е \vec{w} . Апсолутната брзина на струењето \vec{c} во тој случај претставува дијагонала на паралелограм чии што страни се преносната брзина и релативната брзина, во посматраната точка на струјниот простор. На овој начин образуваниот триаголник на брзините кој претставува половина од паралелограмот, претставува триаголник на брзини за посматраната точка долж струјниот простор од влезот до излезот на пумпата. Карактеристични агли во триаголникот на брзините се: агол β помеѓу правецот на релативната брзина \vec{w} и негативниот правец на преносната брзина (обемна брзина) \vec{u} , и агол α помеѓу апсолутната брзина \vec{c} и обемната брзина \vec{u} .

Проекцијата на апсолутната брзина во меридијанската рамнина за посматраната точка се вика меридијанска компонента на апсолутната брзина и се означува со \vec{c}_m . Бидејќи веќе претпоставивме дека струењето е рамнинско, меридијанската компонента е истовремено и радијална компонента $\vec{c}_m = \vec{c}_r$. Проекцијата на апсолутната брзина во правец на обемната брзина исто така нормална на меридијанската рамнина се означува со \vec{c}_u и се нарекува обемна компонента на апсолутната брзина.

На сликата 2.6 и 2.7 се прикажани триаголниците на брзините за точките 1 и 2 на влезот и излезот од работното коло (сл.2.4). Аголот β_1 лежи помеѓу влезната релативна брзина \vec{w}_1 на почетокот на струјните линии и негативниот правец на преносната брзина \vec{u}_1 , а аголот β_2 лежи помеѓу излезната релативна брзина \vec{w}_2 од работното коло и обемната брзина \vec{u}_2 . Преносните брзини \vec{u}_1 и \vec{u}_2 се нарекуваат обемни брзини на работното коло.



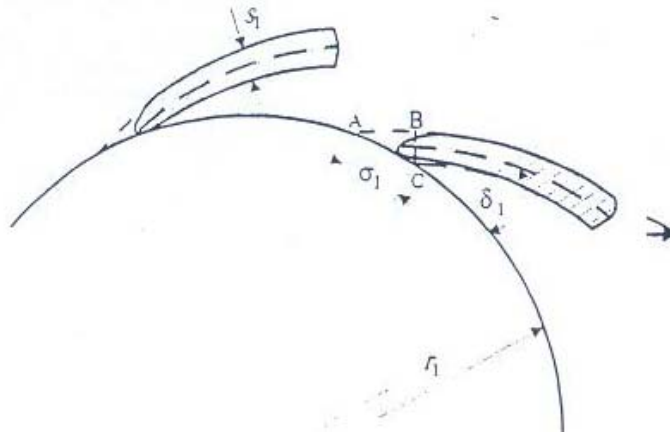
Слика 2.6 – триаголник на брзините на влезот



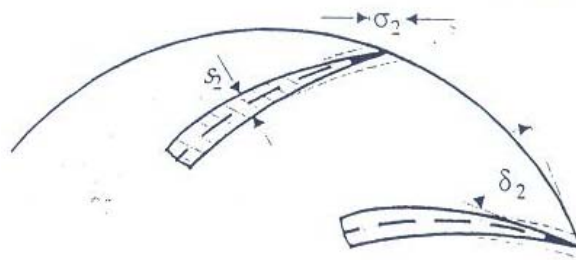
Слика 2.7 – триаголник на брзините на излезот

Аголот на лопатките δ на работното коло на даден полупречник или радиус r се вика агол меѓу правецот на тангентата на скелетот на профилот на лопатките и негативниот правец на обемската брзина \vec{u} .

Влезниот агол на лопатките δ_1 (сл.2.8) и излезниот агол δ_2 (сл.2.9) одредени се во однос на влезната и излезната ивица на лопатките на работното коло во рамнина (сл.2.5).



Слика 2.8 – профил на лопатките на работното коло на центрифугална пумпа на влез



Слика 2.9 – профил на лопатките на работното коло на центрифугална пумпа на излез

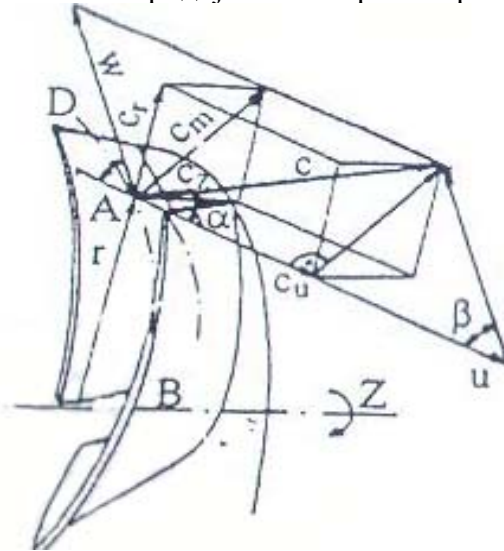
Предпоставуваме дека работното коло има безброј лопатки ($z_k = \infty$) и да се бескрајно тенки.

За вака идеализирана шема на струењето важи таканаречена струјна теорија на центрифугална пумпа. Струјните линии на вакво струење се осносиметрични, а триаголниците на брзините се со карактеризирани агли δ_1 и δ_2 . Во таков случај е $\beta_1 = \delta_1$ и $\beta_2 = \delta_2$. Брзините кои го карактеризираат ова струење се означени со $w_{2\infty}$, додека останатите брзини не носат индекс ∞ бидејќи не зависата од обликот на струјните линии за релативно струење.

2.6.3 Кинематика на просторното струење во работното коло

Во праксата голем број турбопумпи имаат лопатки на работното коло кои не лежат во меридијанската рамнина туку имаат сложена површина и лежаат во просторот. Струењето на течноста во тој случај нема рамнински карактер, бидејќи зависи од обликот на лопатките, па со оглед на тоа дека тие се просторни и струењето ќе биде просторно.

На сликата 2.10 е прикажана шема на работниот канал на колото со просторен облик на лопатките. Струјните линии за релативно и апсолутно струење во меридијанскиот простор (работен канал) имаат сложен облик, бидејќи меридијанската проекција на струјните линии во меридијанскиот пресек претставува крива линија.



Слика 2.10 – шема на работен канал на коло со просторен облик на лопатките

Апсолутната брзина \vec{c} во некоја произволна точка A во работниот канал на колото е векторски збир од три взаемно нормални брзини \vec{c}_u , \vec{c}_r и \vec{c}_z (сл.2.10):

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_r + \vec{c}_z \quad (2.44)$$

каде што:

- \vec{c}_u - проекција на апсолутната брзина на обемниот правец
- \vec{c}_r - проекција на апсолутната брзина во правец на радиусот
- \vec{c}_z - проекција на апсолутната брзина во правец на оската z.

Компонентите на брзините \vec{c}_r и \vec{c}_z лежат во меридијанска рамнина и нивниот векторски збир претставува меридијанската брзина \vec{c}_m :

$$\vec{c}_m = \vec{c}_r + \vec{c}_z$$

И кај просторното струење апсолутната брзина \vec{c} векторски збир на обемната и релативната брзина на струењето која има насока на тангентата на струењето:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

Во овој случај триаголникот на брзините лежи во рамнина нормална на оската на вртење, како што беше случај со претпоставка за струење за работно коло со цилиндрични лопатки и струјни линии во една рамнина нормална на оската на вртење.

Вообичаено кај центрифугалните пумпи важи условот да на излезниот раб на лопатката компонентата \vec{c}_z биде еднаква на нула, а меридијанската брзина $\vec{c}_m = \vec{c}_r$. Во останатите делови од струјниот простор учествува компонентата \vec{c}_z и нејзината големина зависи од закривеноста на струјните линии во меридијанската рамнина.

Работните кола на дијагоналните пумпи се карактеризираат со просторно закривени лопатки по целата должина и со постојана компонента \vec{c}_z во меѓулопатичниот простор.

Кај работните кола на аксијалните пумпи обично $c_r = 0$ и $c_m = c_z$.

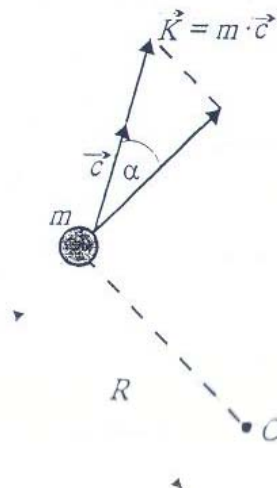
2.7 ОЈЛЕРОВА РАВЕНКА ЗА ТУРБОПУМПИ

2.7.1 Изведување со помош на законот за моментот на количество движење

За да се одреди вкупниот момент на силата со која лопатките на работното коло делуваат на течноста потребно е да се знае стварното поле на брзината во меѓулопатичните канали на работното коло што практично представува нерешлив проблем. Ојлер покажал дека тој момент со доволна точност може да се одреди на основа на законот за промена на моментот на количеството движење на течноста пред и после колото со претпоставка дека струењето во работното коло е стационарно и релативно.

Ојлеровата равенка се изведува според следната претпоставка: течноста е идеална, работното коло има бесконечно многу лопатки и на ротација е константна.

Нека системот од една материјална точка со маса m се движи со брзина \vec{c} (сл.2.11).



Слика 2.11

Производот на масата на системот и неговата брзина представува, по дефиниција, интензитет на векторот на количеството на движење, кој има правец и насока на векторот на брзината ($\vec{K} = m \cdot \vec{c}$). Ако векторот на количеството движење \vec{K} се проектира на правецот нормален на кракот R , кој е повлечен од точката O (слика 2.11) до тежиштето m и ако неговата проекција се помножи со вредноста на R се добива момент на количеството движење \vec{L} во однос на точката O .

$$\vec{L} = m \cdot \vec{c} \cdot \cos \alpha \cdot R \quad (2.45)$$

Ако на системот на материјалната точка делува надворешна сила, тогаш согласно со промената на брзината на системот, количеството движење и моментот на количеството движење ги менуваат своите вредности. На основа на теоремата за моментот на количеството движење, изводот на моментот на количеството движење на системот материјална точка по времето t еднаков е на збирот на моментите од сите надворешни сили кои делуваат на системот.

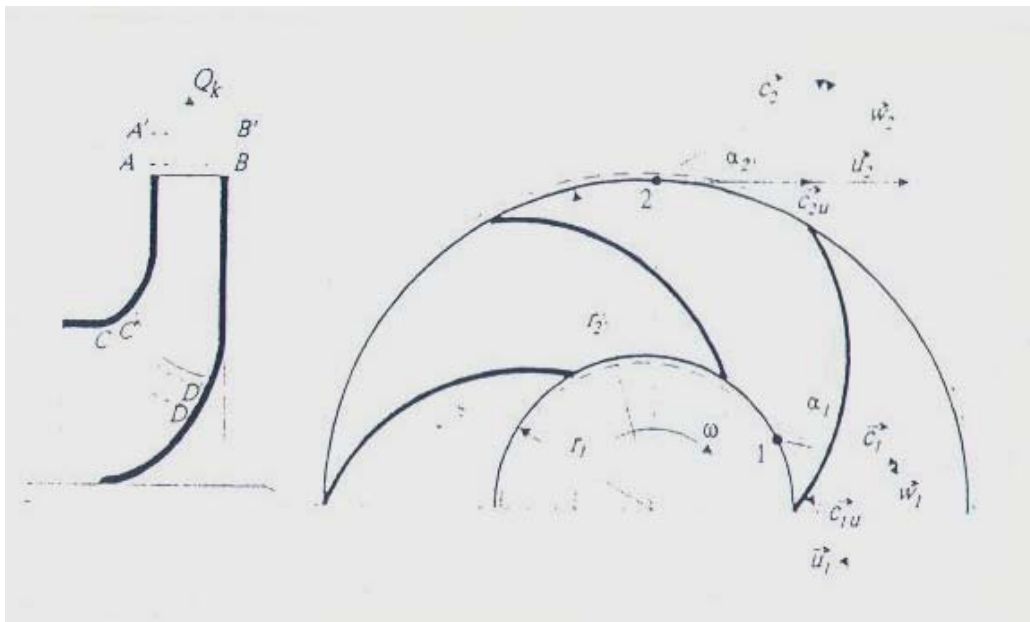
Според тоа важи односот:

$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \vec{M} \quad (2.46)$$

Да ја издвоиме масата на течноста во работното коло на една центрифугална пумпа, ограничена со контролните површини AB и CD , повлечени низ влезната и излезната ивица на лопатките, од една страна, и предниот и задниот диска на работното коло од друга страна (сл.2.12). Површините AB и CD истовремено се и вртежни површини.

За време dt издвоениот волумен течност од положба $ABCD$ ќе се помести во положба $A'B'C'D'$. Според тоа, соодветната промена на моментот на количеството движење за период dt ќе биде:

$$dL = L_{A'B'C'D'} - L_{ABCD} \quad (2.47)$$



Слика 2.12

Волуменот $A'B'C'D'$ може да се подели на два волумени и тоа на $A'B'AB$ и на $ABC'D'$. Моментот на количество на движење на волуменот $A'B'C'D'$ е еднаков на збирот на моментите на количество на движење на волумените $A'B'AB$ и $ABC'D'$.

$$L_{A'B'C'D'} = L_{A'B'AB} + L_{ABC'D'} \quad (2.48)$$

Аналогно се одредува и моментот на количеството движење за волуменот на течноста V во просторот $ABCD$ како:

$$L_{ABCD} = L_{ABC'D'} + L_{C'D'CD} \quad (2.49)$$

Според тоа изразот 2.47 преминува во:

$$dL = L_{A'B'AB} - L_{C'D'CD} \quad (2.50)$$

Волуменот на течноста во просторот $A'B'AB$ е еднаков на волуменот V кој низ контролната површина AB истекува за време dt низ работното коло при проток Q_K така што:

$$V = Q_K \cdot dt \quad (2.51)$$

Поради нестисливоста на течноста волуменот $C'D'CD$ има иста вредност V како и волуменот $A'B'AB$.

Според ова изразот за моментот на количеството движење преминува во следниот облик:

$$dL = \rho \cdot Q_K \cdot dt \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot R_2 - \rho \cdot Q_K \cdot dt \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot R_1 \quad (2.52)$$

Каде што ρ е густина на работната течност.

Со оглед дека $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{2u}$ и $c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{1u}$ изразот 2.52 преминува во следниот облик:

$$\frac{dL}{dt} = \rho \cdot Q_K \cdot (c_{2u} \cdot R_2 - c_{1u} \cdot R_1) = M_h \quad (2.53)$$

Оваа промена на количеството движење е резултат од дејството на хидрауличната сила M_h со која лопатките на работното коло делува на струењето на течноста од влезот до излезот од работното коло.

Бидејќи силата на притисок која делува на издвоениот волумен не дава момент во однос на оската на ротација, зошто тие сили како нормални на контролните површини и на внатрешните површини на предниот и задниот диск ја сечат оската на ротација на работното коло. Силите на триење исто така не произведуваат момент бидејќи имаат мал интензитет и може да се занемарат. Според тоа момент кој делува на течноста е резултат од дејството на лопатките на работното коло.

Нека левата и десната страна од равенката (2.53) се помножи со аголната брзина на работното коло ω . Производот ($M_h \omega$) дава работа во единица време која ја остваруваат лопатките на работното коло, делувајќи на флуидната струја на течноста. Со други зборови, тоа е енергија којашто работното коло ја предава на работниот флуид или хидрауличка моќност на работното коло P_h .

Со оглед дека обемната брзина на влезот и излезот од работното коло изнесува: $u_1 = R_1 \cdot \omega$ и $u_2 = R_2 \cdot \omega$ изразот (2.53) го добива следниот облик:

$$P_h = \rho \cdot Q_K \cdot (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad (2.54)$$

Од друга страна хидрауличната моќност може да се дефинира и како :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q_K \cdot H_k \quad (2.55)$$

Каде што H_k е вредност на теоретскиот напор на колото.

Со изедначување на десните страни во равенките (2.54) и (2.55) се добива израз за пресметување на напорот на работното коло:

$$H_k = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g} \quad (2.56)$$

Изразот (2.56) представува Ојлерова равенка за турбомашини - пумпи. Користејќи го поимот за обемна циркулација на влез ($\Gamma_1 = D_1 \cdot \pi \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$) и на излезот од колото ($\Gamma_2 = D_2 \cdot \pi \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$) равенката (2.56) го добива следниот облик:

$$H_k = \frac{\omega}{g \cdot 2\pi} \cdot (\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (2.57)$$

Со оглед на тоа што кај многу пумпи работната течност во работното коло се доведува радијално ($c_{1u} = 0$), равенките (2.56) и (2.57) преминуваат во:

$$H_k = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{2u} = \frac{\omega}{g \cdot 2\pi} \cdot \Gamma_2 \quad [\text{m}] \quad (2.58)$$

Или како единечна работа на колото Y_k :

$$Y_k = g \cdot H_k = u_2 \cdot c_{2u} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot \Gamma_2 \quad [\text{J/kg}] \quad (2.59)$$

Вистинскиот напор на пумпата H ќе биде помал од напорот на колото H_k за вредноста на хидрауличната загуба на патот од влезот до излезот на пумпата h_g :

$$H = H_k - h_g \quad (2.60)$$

Хидрауличниот степен на полезно дејство е:

$$\eta_h = \frac{H}{H_k} = \frac{H}{H + h_g} \quad (2.61)$$

Од овој израз се добива изразот за одредување на напорот на пумпата:

$$H = H_k \cdot \eta_h = \frac{\eta_h}{g} \cdot u_2 \cdot c_{2u} = \frac{\omega \cdot \eta_h}{g \cdot 2\pi} \cdot \Gamma_2 \quad (2.62)$$

Основната равенка или Ојлеровата равенка за турбопумпите има практично значење, бидејќи ја дава врската помеѓу теоретскиот напор на колото и кинематиката на струењето на течноста, односно врската помеѓу енергетските и кинематските параметри на струењето на течноста при проаѓање низ пумпата.

Основната равенка на пумпите може да се напише и за работно коло со бескрајно многу лопатки ($z=\infty$) и кога лопатките се бескрајно тенки. Во тој случај напорот на работното коло ќе биде:

$$H_{k\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u\infty} - u_1 \cdot c_{1u\infty}}{g} \quad (2.63)$$

Односно: $Y_{k\infty} = u_2 \cdot c_{2u\infty} - u_1 \cdot c_{1u\infty}$

Оваа равенка важи како и за поединечна елементарна струјна линија така и за цел струен простор на работното коло и во тој случај напорот на работното коло ќе биде:

$$H_k = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g} \quad (2.64)$$

Односно: $Y_k = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$

Во овој израз u_2, u_1, c_{2u} и c_{1u} се брзини на излезот, односно на влезот во работното коло и незначајно се разликуваат според ширината на работното коло, па поради тоа овие големини при пресметката може да се усвојата како средни параметри на струјните линии во меридијанскиот пресек на работното коло.

2.7.2 Изведување со помош на енергетската равенка

Со оглед на тоа дека Ојлеровата равенка еднозначно се одредува од енергетските перформанси на пумпата, ќе ја прикажеме постапката за нејзино изведување со помош на енергетските равенки.

Набљудуваме движење на дел од флуидот во пумпата од влезот (*I-I*) до излезот од пумпата (*II-II*) при што се предпоставува дека струењето во неподвижните елементи на пумпите (апсолутно струење) и во работното коло (релативно струење) е стационарно (слика 2.2).

Енергетската равенка (2.38) напишани за струјна линија на патот (*I-I*) – (1-1) за апсолутно струење од влезниот пресек во пумпата до влезниот пресек на работно коло има облик:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + h_{gl-1} \quad (2.65)$$

каде што h_{gl-1} е хидраулична загуба од пресекот (*I-I*) до (1-1). За струјната линија од пресекот (1-1) до пресекот (2-2) за релативно движење од влезот до излезот од работното коло може да се напише енергетската равенка врз основа на равенката (2.41) во облик:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + h_{gl-2} \quad (2.66)$$

каде што h_{gl-2} е хидраулична загуба на патот од влезот до излезот од работното коло.

За струјна линија на патот од излезот од работното коло (2-2) до излезниот пресек на пумпата (*II-II*) за апсолутно струење од излезот од работното коло до излезот на пумпата енергетската равенка има облик:

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 = \frac{p_{II}}{\rho \cdot g} + \frac{c_{II}^2}{2 \cdot g} + z_{II} + h_{g2-II} \quad (2.67)$$

Каде што h_{g2-II} е загуба на патот од пресекот (2-2) до пресекот (II-II).

Во горните равенки z_1, z_I, z_2, z_{II} се вертикални растојанија од посматраната точка на струјната линија до произволно одбрана реперна рамнина 0-0 (сл.2.2).

Ако во претходните три равенки се соберат левите и десните страни и се изврши средување се добива:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{p_{II}}{\rho \cdot g} + \frac{c_{II}^2}{2 \cdot g} + z_{II} \right) + \left(\frac{p_I}{\rho \cdot g} + \frac{c_I^2}{2 \cdot g} + z_I \right) + h_{gl-1} + h_{gl-2} + h_{g2-II} = \\ & = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} \end{aligned} \quad (2.68)$$

Членовите на левата страна на равенката (2.68) во заградата представуваат вистински напор на пумпата H а преостанатиот дел педставува вкупна хидраулична загуба во пумпата Δh_g . Па според тоа важи:

$$H + \Delta h_g = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} \quad (2.69)$$

Со оглед на тоа дека збирот $H + \Delta h_g$ има вредност на напорот на работното коло H_k следува:

$$H_k = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} \quad (2.70)$$

Равенката (2.70) представува основна Ојлерова равенка во аналитички облик.

Ако се земат во предвид за триаголниците на брзините, конструирани за влез и излез од работното коло, после примена на косинусна теорема, може да се напишат следните релации:

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 + 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_{1u} \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 + 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_{2u} \end{aligned} \quad (2.71)$$

Ако вредностите за w_1^2 и w_2^2 се воведат во равенката за напор на работното коло H_k (2.70) се добива равенката:

$$H_k = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g} \quad (2.72)$$

Според тоа равенките (2.70) и (2.72) педставуваат основни (Ојлерови) равенки за напор на пумпата, при што равенката (2.70) важи само за една струјница I-1-2-II.

Ако струењето пред влезот во пумпата не е виорно и за $c_{1u} = 0$, тогаш равенката за напорот на колото (2.72) или теоретскиот напор го добива обликот:

$$H_k = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} \quad (2.73)$$

Основните равенки (2.70) и (2.72) може да се прифатат и за струење низ работно коло како целина, а не само за една струјница, под претпоставка да брзините на влезот и излезот од работното коло долж влезната и излезната ивица на лопатките незначајно се разликуваат. Поради тоа обично се земаат брзини на струењето за средна струјница во меридијанската проекција на работното коло како елементи за пресметка на теоретскиот напор, односно напорот на работното коло на пумпата.

$$H_k = \frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2}{2 \cdot g} \quad (2.74)$$

$$H_k = \frac{u_2 \cdot c_{2u\infty} - u_1 \cdot c_{1u\infty}}{g} \quad (2.75)$$

За случај кога струењето пред влезот во пумпата не е виорно $c_{1u} = 0$, равенката (2.75) има облик:

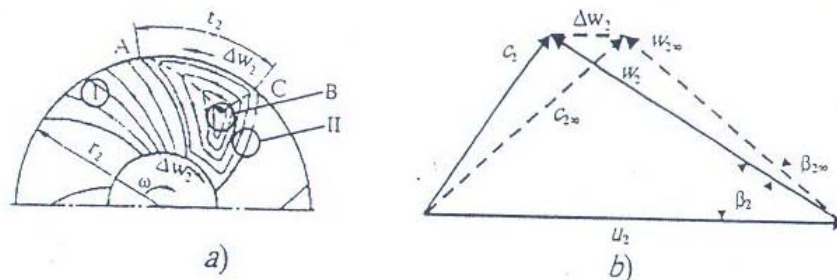
$$H_{k\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u\infty}}{g} \quad (2.76)$$

2.8 ВЛИЈАНИЕ НА КОНЕЧНИОТ БРОЈ НА ЛОПАТКИ НА РАБОТНОТО КОЛО НА НАПОРОТ НА ПУМПАТА

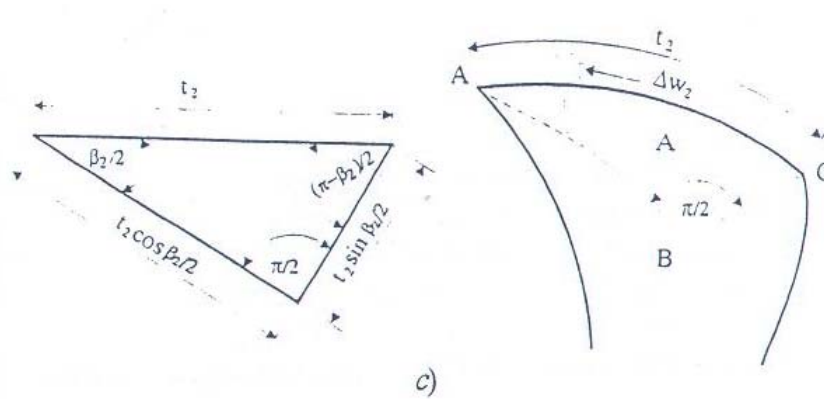
Сложеноста на појавата поврзана со влијанието на бројот на лопатките на работното коло на напорот на пумпата при струење на вискозна течност не дава можност за строга и квалитетна оцена. Во литературата се наоѓаат низа методи, односно изрази со теоретски и експериментален карактер, кои се засновуваат на различни хипотези и апроксимации. Во оваа прилика ќе ги наведеме најкарактеристичните случаи.

а) Метод на Стодл-Мајзел

Предпоставуваме дека релативното струење низ каналите помеѓу лопатките на работното коло се состои од две компоненти: од основното струење I, и струење кое се губи со дејство на релативниот вртлог II (сл.2.13 а).



Слика 2.13 – шема на корекција на конечниот број на лопатки



Слика 2.13 – шема на корекција на конечниот број на лопатки

Поради постојаниот вртлог на струењето Π , кое е насочено спротивно од насоката на ротација на работното коло, на влезот и излезот од меѓулопатичниот канал на работното коло се јавуваат дополнителни Δw_1 и Δw_2 . При тоа се менува триаголникот на брзините (сл.2.13 б) во споредба со триаголникот на брзините за $z=\infty$, така што се смалува аголот на релативната брзина на струењето на излезот од работното коло β_2 .

За пресметување на Δw_2 се црта триаголникот ABC чии катети се нормални на струјниците на релативниот вртлог. Мајзел заклучил, дека на струјниците се нормални и бисектрисите на аглиите во точките A и B.

Според теоријата на Стокс важи следното:

$$\Gamma = A \cdot 2 \cdot \omega = t_2 \cdot \Delta \omega_2 \quad (2.77)$$

Каде што: A – представува површина на посматраната контура (сл.2.13в) која има

вредност: $\left(A = \frac{t_2^2 \cdot \sin \beta_2}{4} \right)$

t_2 – чекор на лопатките на излезот $\left(t_2 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_2}{z_k} \right)$

Тогаш е:

$$\Delta \omega_2 = \frac{2 \cdot \omega}{t_2} \cdot t_2^2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{4} = u_2 \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \sin \beta_2 \quad (2.78)$$

Од триаголникот на брзините следува:

$$c_{2u} = c_{2u\infty} - \Delta w_2 = c_{2u\infty} \cdot \left(1 - \frac{u_2}{c_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \sin \beta_2 \right) \quad (2.79)$$

Со користење на Ојлеровата равенка се добива:

$$\mu = \frac{H_k}{H_{k\infty}} = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}} = 1 - \frac{u_2}{c_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \sin \beta_2 \quad (2.80)$$

Корекциониот коефициент μ определен на овој начин добро се вклопува во праксата, иако при неговото пресметување се воведени низа предпоставки.

б) Метод на Пфлеидерер

Овој метод за одредување на корекциониот коефициент е базиран на следните претпоставки:

1. Силата на единица должина на лопатките (k) е константна по целата нејзина должина:

$$k = \rho \cdot g \cdot \Delta h \cdot b = \text{const}$$

Каде што: Δh – прираст на напорот на елементарен дел на лопатката
 b – ширина на лопатките

2. Во близина на излезот од работното коло полето на притисокот и полето на брзините е нерамномерно.

3. Израмнувањето на релативната брзина на излезот се врши на начин така што брзината на задната страна на лопатката да остане константна, а брзината на работната страна се зголемува до нејзината најголема вредност.

Со оглед на овие претпоставки се добива зависноста:

$$H_{k\infty} = (1 + p) \cdot H_k$$

Каде што: $p = \psi' \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot s}$ (каде што ψ' - емпириски коефициент, за центрифугални пумпи

со $\beta_2 < 50^\circ$ $\psi' = (0,55 - 0,68) + 0,6 \sin \beta_2$ или $\psi' = 0,6(1 + \sin \beta_2)$; $S = \int_{r_1}^{r_2} r \cdot dl$ - статички момент на средната струјница долж лопатката во меридијанскиот пресек) [48].

За радијални лопатки:

$$\mu = \frac{1}{1 + 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}}$$

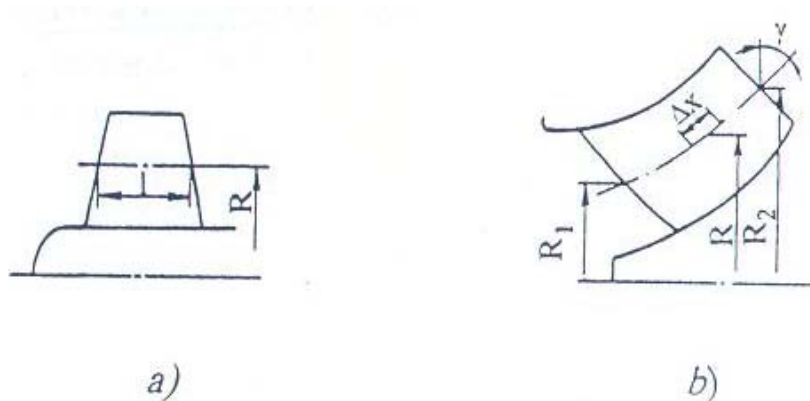
За осни пумпи (сл.2.14 а):

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi \cdot r}{z \cdot l}}$$

За дијагонални кола (сл.2.14 б) може да се користат истите формули само наместо β_2 треба да се стави следниот израз:

$$\sin \beta_2 = \frac{\text{tg} \beta_2 \cdot \cos \gamma}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta_2 \cdot \cos^2 \gamma}}$$

каде што γ – агол помеѓу средната линија на лопатките и вертикалата.



Слика 2.14

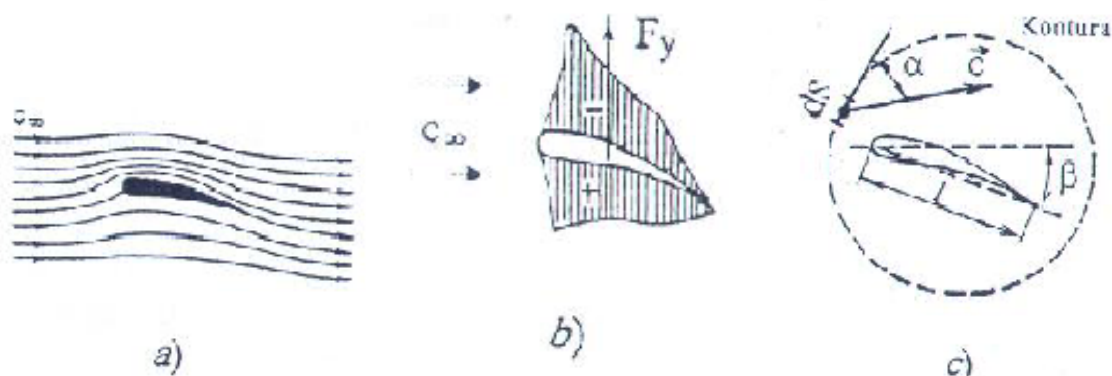
Како средна вредност може да се земе $\mu \approx 0,8$. За пумпи чии агол α_2 лежи во областа од 5 до 10° , може да земеме дека $c_{2u} \approx u_2$. Тогаш при радијален влез ($c_{1u} = 0$) следува:

$$H_k = \frac{\mu \cdot u_2^2}{g} \cong 0,08 \cdot u_2^2$$

2.9 ИДЕАЛИЗИРАН МОДЕЛ НА СТРУЕЊЕ ВО РЕАЛНИ УСЛОВИ

Основен резултат од скршнувањето на флуидната струја во решетки на лопатките на работното коло е дејството на лопатките на флуидната струја со сила која создава вртежен момент на работното коло. Во поедноставена анализа се докажува ставот дека дејството на силата меѓу лопатките и течноста е можно само во случај на постојана обемна циркулација на брзината по затворена контура околу лопатките на работното коло.

Во оваа смисла се анализира најпрост случај на опструјување, без одлепувања, осамен бесконечен профил, стационарна флуидна струја (рамнински проблем). Забавеното струење пред профилот се карактеризира со константна брзина c_∞ (сл.2.15).



Слика 2.15 – Опструјување на профил со вискозна течност

Според степенот на приближување на забавената флуидна струја спрема профилот на неговото дејство на флуидната струја е се посилено и предизвикува деформирање на струјниците и промена на растојанието меѓу нив. Над профилот струјниците се

загушуваат, а под него се разредуваат. Бидејќи протокот помеѓу две соседни струјници е константен (струјницата се смета со цврста контура) тогаш во согласност со равенката на континуитетот над профилот брзината на струење се зголемува во однос на брзината c_∞ , а под профилот се намалува.

Ако се посматра идеална течност, која струи без губитоци и ако ова бесконечно струење е под напор тогаш, согласно Бернулиевата равенка, во функција од промената на брзината на струење ќе се менуваат и притисоците над и под профилот. Последица од оваа промена е дејството на профилот со сила на подигање F_y на флуидната струја (сл.2.15 б). Очигледно дека ќе се појави аналогна сила на подигање ако течнота мирува, а профилот во неа се движи со брзина c_∞ .

Силата на подигање, која делува на еден метар широк профил, се одредува според добро познатата теорема на Жуковски:

$$F_y = \rho \cdot c_\infty \cdot \Gamma$$

Каде што:

ρ - густина на течнота

c_∞ - брзина на струење

Γ - обемна циркулација која ја образува профилот по затворена контура, а се одредува според формулата:

$$\Gamma = \int_s c \cdot \cos(\vec{c}, d\vec{s}) ds \quad (2.81)$$

Каде што: s – затворена контура околу профилот внатре во струењето (сл.2.15 в)

$\angle(\vec{c}, d\vec{s})$ - агол меѓу правците \vec{c} и $d\vec{s}$.

Согласно теоремата на Жуковски делувањето на силата на профилот на флуидната струја на течнота, или обратно е одредено со циркулацијата на брзината околу тој профил. Со други зборови, за да флуидната струја дејствува на профилот кој го опструјува (и обратно) околу тој профил мора да има циркулација Γ .

Циркулацијата во областа на меѓулопатичниот канал на работното коло ги условува полето на брзината и притисокот, бидејќи релативното струење, дефинирано со средната вредност на меридијанската брзина, се сложува со циркулационото струење.

Типичен модел на идеализирано струење во работното коло на центрифугална пумпа, во реални услови, е прикажано на слика 2.16. На сликата под а,б,с шематски е прикажано:

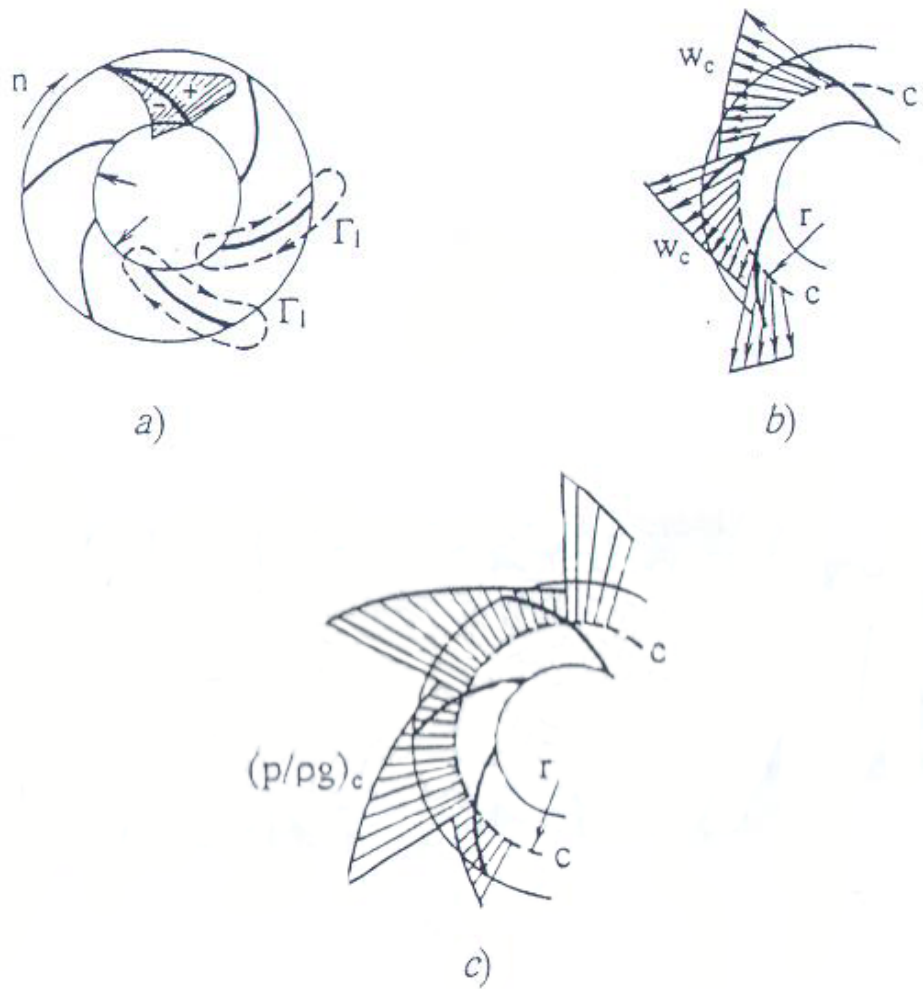
- насока на циркулацијата околу лопатките и распоред на притисокот долж лопатките

- поле на релативните брзини во меѓулопатичниот канал

- поле на притисокот на произволен радијален пресек

Дејството на циркулационото струење во работниот канал на работното коло ја смалува релативната брзина на предната страна на лопатките, а ја зголемува на задната страна на лопатките. Така што доаѓа до пад на притисокот, кој се совладува со силата која што ја остварува погонската машина (електромотор).

Според тоа, работата на пумпата е проследена со нерамномерност на полето на притисокот во работниот простор на колото, што се манифестира со пад на притисокот на задната страна на лопатките во однос на неговата вредност на влез во пумпата.



Слика 2.16 – модел на идеализирано струење во работното коло на центрифугална пумпа во работни услови

3. СТРУЈНИ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО ВО ТУРБОПУМПИТЕ

3.1 ТИПИЧНИ ШЕМИ НА ИЗВЕДУВАЊЕ НА РАБОТНОТО КОЛО

Во турбопумпите вртежното коло е основниот работен елемент во кој се врши трансформација на доведената механичка работа во струјна енергија, со помошно дејство на лопатките на работно коло на струјна течност, на нејзиниот пат од влезниот до излезниот пресек на колото. Се анализира, во оваа прилика, само принципиелната конструкција на работното коло на турбопумпата.

На сликата 2.3. прикажано е во меридијанска и ортогонална проекција на работното коло на центрифугалната пумпа. Основниот (внатрешен) венец на работното коло (1) врзан е со вратилото на машината (4). Во него се всадени лопатки на работното коло (2). Лопатките по правило, имаат исти облик и се распоредени рамномерно по обемот на работното коло. Нивниот облик и релативните геометриски димензии зависат од типот на пумпата како и други специфични услови на промени. Надворешниот венец (3) ги поврзува лопатките на работното коло на всисна страна. Постојат работни кола и без надворешен венец. Во тој случај лопатките се конзолно всадени во главчината на работното коло (слика 3.5.). Кај некои типови предвидена е и можноста на синхронно завртување на лопатката. Во принцип, работното коло се изведува како целина, било како одлив или заварувајќи ги поедините составни елементи (внатрешен венец, лопатки, надворешен венец) .

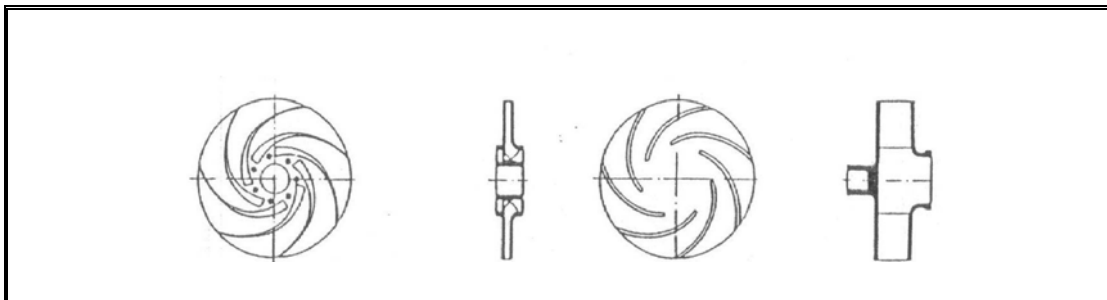
Просторот кој е ограничен со надворешен и внатрешен венец и со површината на лопатката, представува струен простор на работното коло.

Струениот простор на работното коло по својата форма е многу различен и зависи од типот на пумпата. На сликите од 3.1 до 3.12 се представени најкарактеристичните типови на работни кола на турбопумпите.

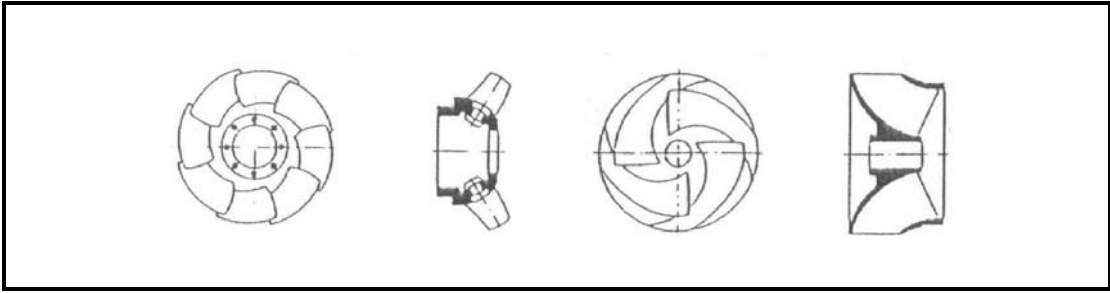
Според карактерните струења во работното коло истите можат условно да се поделат на следниве карактеристични групи и тоа:

- радијални кола (слика 3.1)
- полуаксијални кола (слика 3.2)
- аксијални кола (слика 3.3)

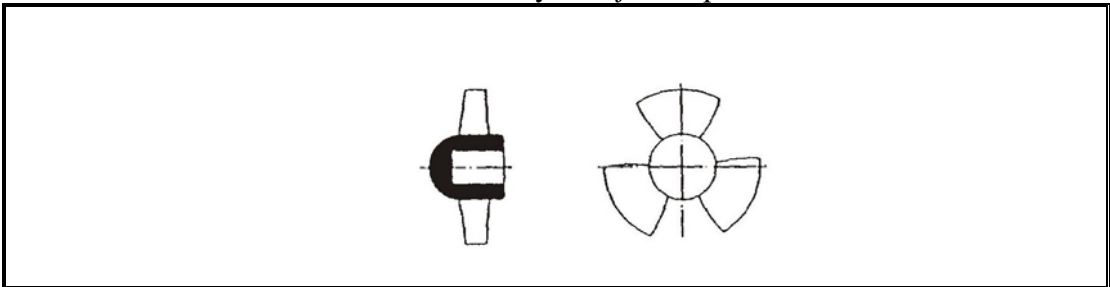
Во оквирот на овие основни групи можни се исто така различни конструктивни решенија, во поглед на формата и бројот на работните лопатки, односно на самата конструкција на работното коло (слики од 3.4 до 3.12).



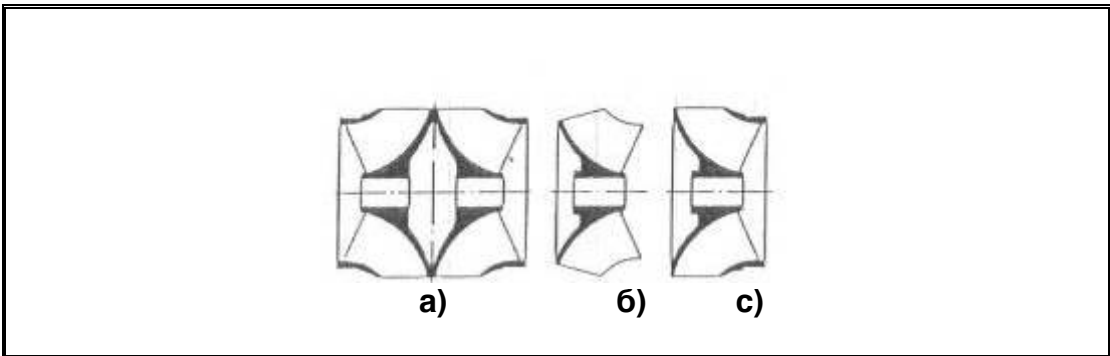
Слика 3.1 Радијално работно коло



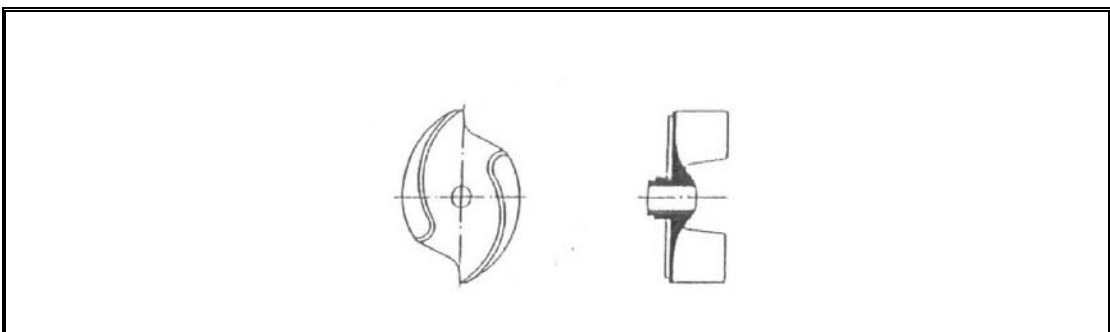
Слика 3.2 Полуаксијални работни кола



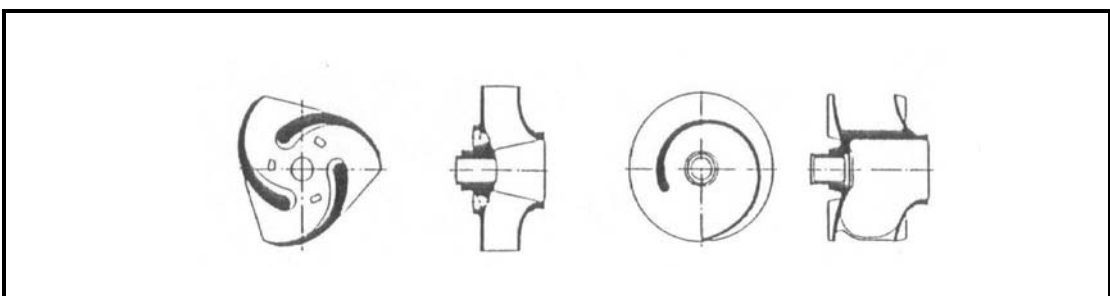
Слика 3.3 Аксијално работно коло



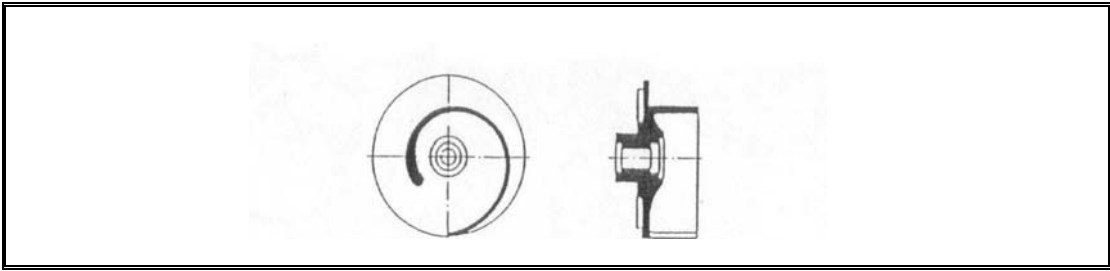
Слика 3.4 Еднострујно работно коло
а) Затворен тип б) Отворен тип в) Двострујно



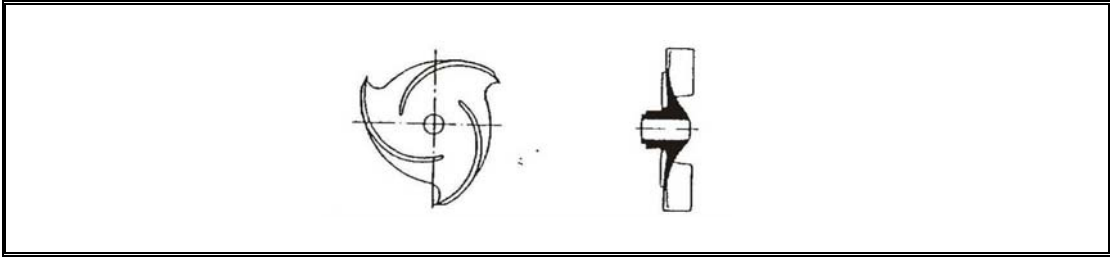
Слика 3.5 Специјален тип на отворено работно коло



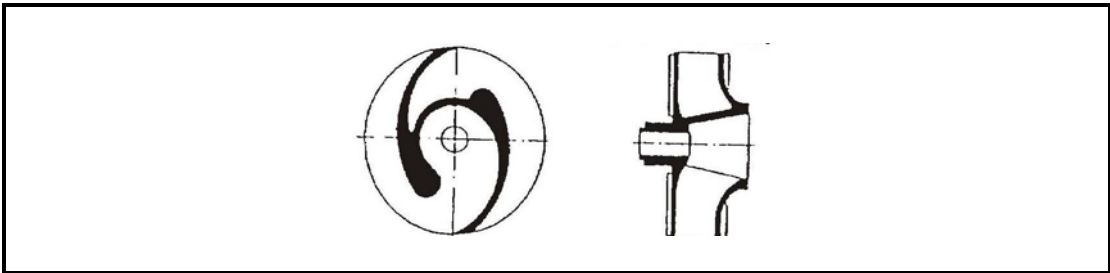
Слика 3.6 Специјален тип на затворени работни кола



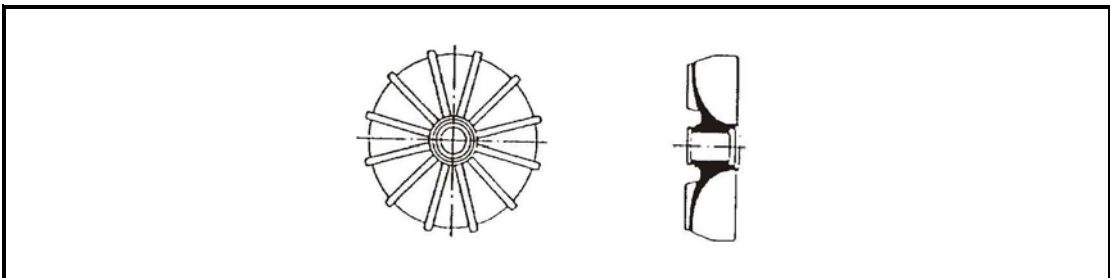
Слика 3.7 Отворено коло со една лопатка



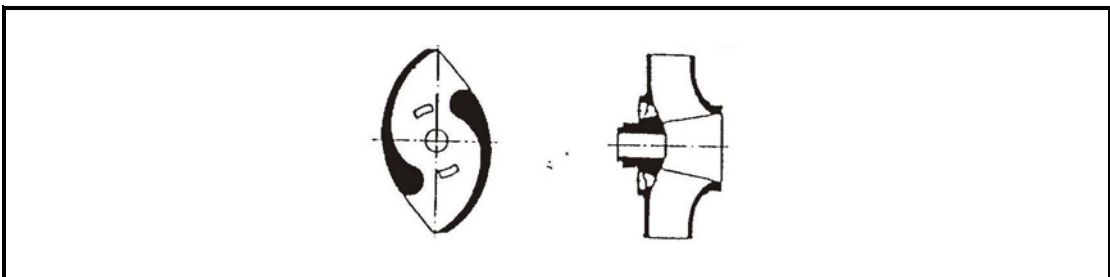
Слика 3.8 Отворено работно коло со цилиндрична лопатка



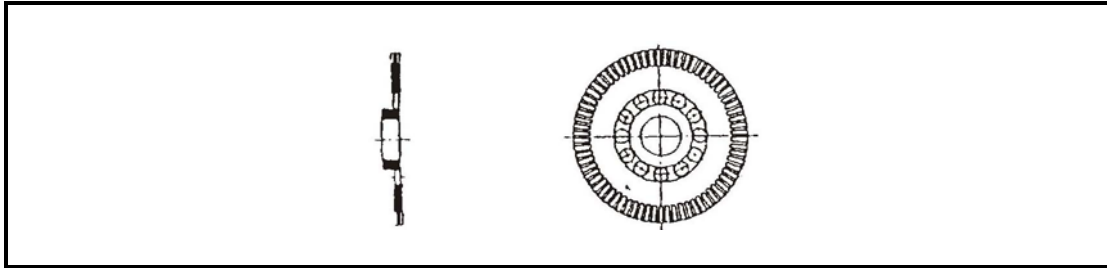
Слика 3.9 Едноканално работно коло



Слика 3.10 Слободнострујно работно коло



Слика 3.11 Двоканално работно коло



Слика 3.12 Периферно работно коло

3.2. ПРЕСМЕТКА НА СТРУЈНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО НА ЦЕНТРИФУГАЛНАТА ПУМПА

3.2.1 Апсолутно и релативно струење на течност во работното коло

Вртежното работно коло со лопатките е основен елемент на секоја турбопумпа, бидејќи во него се врши трансформација на доведената механичка работа од страна на погонскиот мотор во струјната енергија. Така добиената енергија на флуидната струја се манифестира со зголемување на притисокот, потоа брзината на струењето, и соодветен проток низ пумпата.

Движењето на течноста во работното коло има сложен карактер. Честици од течноста се движат, релативно (во однос на работното коло), и заедно со работното коло вршат вртливо движење.

Релативно движење го гледа набљудувач кој заедно ротира со работното коло. Релативното и вртливо движење даваат апсолутно движење (движење во однос на неподвижно куќиште на пумпата).

Вектор на брзина на апсолутното движење \vec{c} (апсолутна брзина) е еднаков на збирот на векторот на брзината на релативното движење \vec{w} (релативна брзина) и вектор на брзина на вртливо движење \vec{u} (преносна брзина) т.е.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

каде е :

\vec{c} - вектор на апсолутна брзина

\vec{u} - вектор на вртлива ротациона брзина (периферна брзина)

\vec{w} - вектор на релативна брзина

Со цел на упростена анализа се претставува струењето на работно коло да е осмосиметрично. Тоа значи дека струјните линии на сите честици се во релативен правец на струењето исти, т.е. дека тие се поклопуваат со кривата АВ која ја претставува лопатката (слика 2.5) .

Исто така и релативната брзина на честиците на течноста (\vec{w}) кои лежат на еден обем се исти и имаат правец на тангентата на профилот на лопатката во посматрана точка.

Оваа претпоставено релативно движење би се реализирало во коло со бесконечен број, бесконечно тенки лопатки.

3.2.2. Струјни параметри на влезот и излезот од работното коло

При пресметка и конструкција на работно коло на центрифугални пумпи, неопходно е да се знаат триаголниците на брзини на влезот и излезот од работното коло. Се поаѓа од претпоставка, во прв чекор, дека лопатката е елементарна струјна линија и, во следниот чекор, дека има конечна дебелина.

Апсолутната брзина \vec{c} еднаква е на збирот на вртливата \vec{u} и релативната брзина \vec{w} . Затоа векторите $\vec{c}, \vec{u}, \vec{w}$ образуваат брзина во облик на триаголник. На сликата 2.5 се прикажани вектори на брзини за произволна точка K во внатрешноста на каналот на работното коло на центрифугалната пумпа. Согласно со хипотезата на бесконечен број на лопатки релативната брзина \vec{w} има правец на тангентата на профилот на лопаткат. Обемната брзина \vec{u} има правец на тангентата на обемот на кругот, на кој се наоѓа набљудуваната точка, а насоката и се поклопува со насоката на вртење на работното коло.

Од друга страна брзината \vec{c} може да се изрази преку \vec{c}_m и \vec{c}_u каде :

\vec{c}_m - меридијанска брзина - проекција на апсолутната брзина на права која поминува низ оската на работното коло и набљудуваната точка.

\vec{c}_u - обемна компонента на апсолутната брзина, односно проекција на апсолутна брзина на обемен правец, при што важат следниве односи:

$$\vec{c}_u \perp \vec{c}_m ; \vec{c}_u + \vec{c}_m = \vec{c} \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

Агли кои одговараат на триаголниците на брзини се :

α - агол помеѓу правец на апсолутната брзина \vec{c} и преносна (обемна) брзина \vec{u}

β - агол помеѓу релативна брзина \vec{w} и негативниот правец на преносната брзина.

δ - агол помеѓу тангентата на средната линија (скелетница) на лопатката и правецот на преносната брзина \vec{u} .

Триаголниците на брзината на струењето, во принцип, треба да се конструираат за влез на течноста во работното коло (1) и за излез од работното коло (2) (слика 2.4). Постапката е следна:

Нека индекс 1 означува брзина на флуидната струја на влезот во работното коло а индекс 2 на излез од него. При рамномерно вртење на колото со аголна брзина $\omega = \varphi / \bar{u}$ лопатката од положбата I ќе дојде во положба II (слика 2.4).

Сега се конструира триаголник на брзина за точка G кој претставува почеток (1) на средна струјница на влезниот раб (EF) на работното коло (слика 2.5). Средна вредност на меридијанската компонента c_{1m} , апсолутна брзина се одредува од равенката на континуитетот како:

$$c_{1m} = \frac{Q_k}{A_1} \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

каде се :

- Q_k - проток на течноста низ колото
- A_1 - површина на ефективниот протечен пресек рамен на правецот на меридијанското струење

Меридијанското струење е замислено струење кое се реализира низ работното коло со брзина c_m во меридијанско рамнинско коло. Со други зборови

ова струење се реализира без занесување на струењето низ ротациона површина, која ја формираат надворешниот и внатрешниот венец на работното коло. Површината на ефективниот проточен пресек на меридијанското струење е еднаква на вртливата површина која настанува со ротација околу оската на работното коло, линија CD (слика 2.5) која е исправена на струјницата на меридијанското струење и проаѓа низ точка G.

Согласно со Гулденовата теорема оваа површина (A_0) е еднаква на производот на должината на линијата CD (b_1) и обемот (периметарот) на кругот на кој линијата CD го опишува тежиштето при нејзината ротација околу оската на пумпата:

$$A_0 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot v_1 \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

каде се :

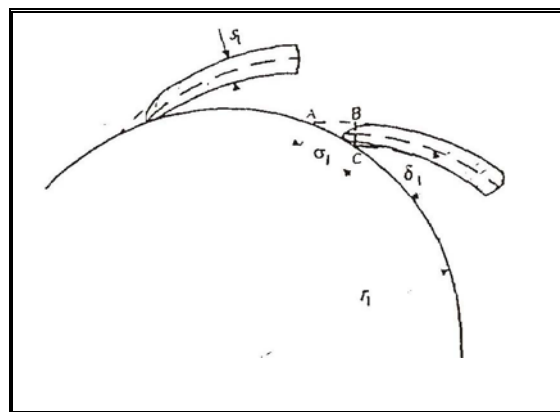
- r_1 - внатрешен пречник на колото
- b_1 - ширина на влезот од работното коло

Дел од оваа ротациона површина му припаѓа на влезниот елемент на лопатката. Поради ова површината на ефективниот проточен пресек на меридијанското струење (A_1) е помал од (A_0) т.е. :

$$A_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot v_1 - \sigma_1 \cdot v_1 \cdot Z \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

каде се :

- Z - број на лопатки
- σ_1 - дебелина на лопатката во внатрешниот пречник на колото (r_1) мерено по обемот на колото (слика 3.13)



Слика 3.13 Профил на лопатката на работното коло на влезот во центрифугалните пумпи

Од триаголникот ABC следи :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \delta_1} \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

каде :

- S_1 - дебелина на лопатката на влезот во колото

Со замена на равенката (3.5) во (3.3) се добива :

$$C_{1m} = \frac{Q_k}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 - Z \cdot \sigma_1) \cdot b_1} \quad \dots\dots\dots (3.7)$$

Ако се помножи и подели десната страна на равенката (3.7) со $2 \cdot \pi \cdot r_1$ се добива:

$$c_{1m} = \frac{Q_k}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1}{2 \cdot \pi \cdot r_1 - Z \cdot \sigma_1} = \frac{Q_k}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} \cdot \frac{1}{\Psi_1} \quad \dots \dots \dots (3.8)$$

Коефициентот :

$$\psi = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 - Z \cdot \sigma_1}{2 \cdot \pi \cdot r_1} \quad \dots \dots \dots (3.9)$$

го карактеризира степенот на пригушување на струењето по телото на лопатката. Неговата вредност се движи во граници од 0.75 кај малите кола до 0.83 кај поголемите кола. Но, на почетокот на пресметката на ψ_1 се претпоставува, а покасно се одредуваат според усвоената геометрија на колото.

И на крајот се добива :

$$c_{1m} = \frac{Q_k}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot \Psi_1} \quad \dots \dots \dots (3.10)$$

Преносната компонента на апсолутната брзина c_{1u} на влезот се одредува со конструкција на доводот на пумпата и практично не зависи од конструкцијата на работното коло. Повеќето конструкции на доводниот елемент на пумпата не ја занесува флуидната струја т.е. обезбедува радијален влез $\alpha_1 = 90^\circ$ ($c_{1u} = 0$). Преносната компонента на апсолутната брзина на влезот не е еднаква на нула за специјални случаи на довод.

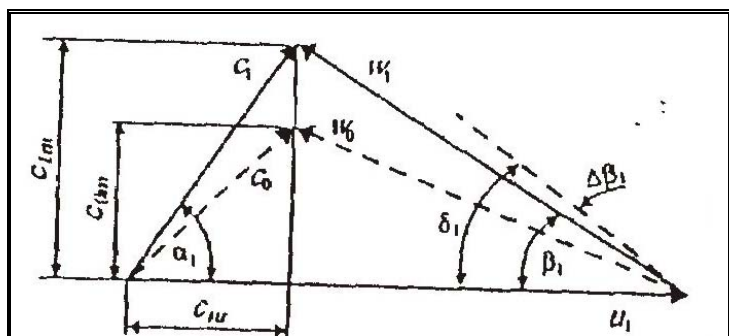
Обемска (преносна, внатрешна) брзина на работното коло U_1 се одредува со равенката :

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_1 \quad \dots \dots \dots (3.11)$$

каде :

- r_1 - внатрешен пречник на работното коло
- n - брзина на вртежи на работното коло во минута

Врз основа на бројните вредности c_{1m} , c_{1u} и U_1 може да се нацрта триаголник на брзина на влезот во колото (слика 3.14) и така да се одредат векторите на релативната брзина \vec{w}_1 , апсолутна брзина \vec{c}_1 како и вредности на аглиите α_1 и β_1 .



Слика 3.14 Триаголник на брзина на влезот во работното коло

Со цел да се смалат струјните губитоци на влезниот раб на лопатката потребно е да се, во ова подрачје обезбеди безударно струење. За да се постигне ова неопходно е да правецот на влезниот елемент на лопатката се поклопува со правецот на векторот на релативната брзина \vec{w}_1 .

Експериментите покажаа дека при незначителни отстапувања на влезниот агол на елементот на лопатката (δ_1) од аголот на релативната брзина на влезот (β_1) нема одлепување на струењето, па со самото тоа, по оваа основа нема ни хидраулични загуби. Кај современите пумпи лопатката се претставува во однос

на обемемниот правец но под аголот β_1 , кој се добива од триаголникот на брзини кој одговара на пресметаниот (оптимален) работен режим на пумпата, туку по аголот на лопатката δ_1 , кој во принцип е поголем од аголот β_1 за $3 \div 8^\circ$. Ова зголемување на аголот на влезот на лопатката има последица за зголемување на проточната површина помеѓу лопатката и со самото тоа помала релативна брзина \bar{w}_1 , односно помали хидраулични губитоци во областа на работното коло.

Влезниот раб на лопатката треба да е заоблен (слика 3.13), бидејќи одлепување на флуидната струја, при заоблен влезен раб, се остварува при поголеми разлики помеѓу нападниот агол на релативната брзина на влезот β_1 и аголот на лопатката на влезот δ_1 (слика 3.14).

При конструирање на триаголник на брзини на влезот во работното коло се зема во предвид пригушување на протококот на флуидната струја, а се изведува со самите лопатки. Според тоа, триаголникот на брзина на струење се однесува на точката на влезот која припаѓа на работната лопатка.

За некои прорачуни потребно е да се знае релативната и апсолутната брзина непосредно пред точката на влезот на лопатката, т.е. флуидната струја која не е сменета (променета) од лопатките.

Нека индексот 0 (нула) ја означува брзината при ова струење. Површината на пресекот A_0 , во правец на меридијанската брзина на непореметеното струење е :

$$A_0 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot v_1 \quad \dots\dots\dots (3.12)$$

Тогаш меридијанската брзина е :

$$C_{0m} = \frac{Q_k}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} \quad \dots\dots\dots (3.13)$$

Пригушувањето на флуидната струја на лопатката не може да влијае на големината на (обемната) преносна компонента на апсолутната брзина.

Според тоа :

$$C_{0u} = C_{1u} \quad \dots\dots\dots (3.14)$$

Триаголникот на брзина пред влезот во работното коло прикажан е на слика 3.14 со испрекинатата линија.

Течност од работното коло излегува низ цилиндрична ротирачка површина A_2 :

$$A_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot v_2 \cdot \psi_2 \quad \dots\dots\dots(3.15)$$

каде се :

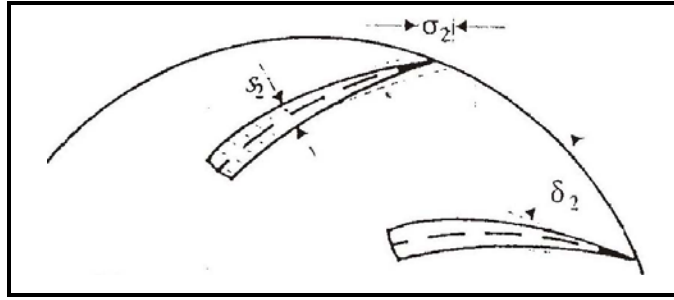
- r_2 - полуполупречник на надворешен пречник на колото (сл. 2.5.)
- v_2 - ширина на каналот на работно коло на излезот
- ψ_2 - коефициент на пригушување на излезот од работното коло

$$\psi_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2 - z \cdot \sigma_2}{2 \cdot \pi \cdot r_2} \quad \dots\dots\dots (3.16)$$

каде :

- σ_2 - дебелина на лопатката на излезот, мерена во (обениот) преносен правец (слика 3.15):

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\sin \delta_2} \quad \dots\dots\dots (3.17)$$



Слика 3.15 Профил на лопатката на работното коло на излезот од центрифугалната пумпа

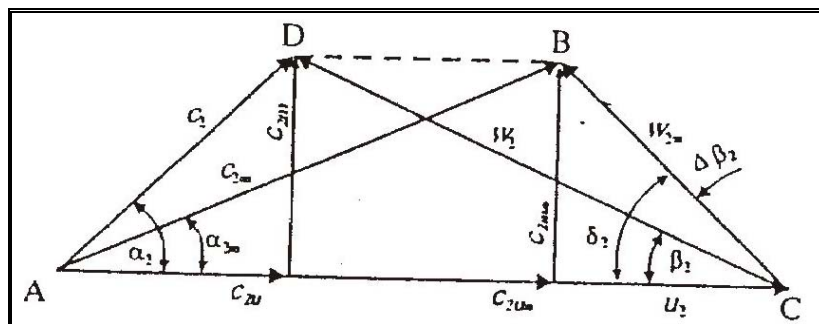
Големината на коефициентот ψ_2 се движи во граници од 0.9 кај малите пумпи до 0.95 кај поголемите. Пресметката на овој коефициент има исто така итеративен карактер како и пресметката за коефициентот ψ_1 . Меридијанската брзина на излезот се одредува со релацијата :

$$c_{2m} = \frac{Q_k}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \Psi_2} \dots\dots\dots (3.18)$$

Обемната брзина на работното коло на излезот е :

$$u_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_2 \quad (3.19)$$

Релативната брзина на излезот w_2 , согласно со хипотезата за бесконечен број на лопатки, има правец на тангента на средната линија од излезниот елемент на лопатките т.е. лежи под аголот δ_2 спрема брзината \vec{u}_2 (слика 3.15).



Слика 3.16 Триаголник на брзини на излезот

Знаејќи ја вредноста c_{2u}, u_2 и правецот на релативната брзина, може да се нацрта триаголник на брзини на излез од работното коло ABC (слика 3.16) и да се одредат големините на релативната брзина $w_{2\infty}$, обемната компонента на апсолутната брзина $c_{2\infty}$, и аголот $\alpha_{2\infty}$. Индексот ∞ укажува на тоа дека овие величини се добиени од триаголникот на брзини согласно со хипотезата за бесконечен број на лопатки.

Во реалноста нападниот агол на релативната брзина на излезот отстапува од аголот на лопатката на излезот (δ_2), при што доаѓа до промена на големина и правец на апсолутната брзина. Причина за оваа појава, воглавно, е поради инерцијата на струењето на течностите. Односно работното коло ја занесува флуидната струја, зголемувајќи ја обемната компонента на апсолутната брзина c_u од влезот до излезот. Силите на инерција делуваат спротивно на таа промена на брзината. При бесконечен број на лопатки, траекторијата на релативното струење се идентификува со профилот на лопатката кој не дозволува било какво друго движење на течноста. Меѓутоа при конечен број на лопатки, помеѓу нив е

простор кој на течноста и дава извесна слобода во изборот на правецот на движење.

Силите на инерција, спротивувајќи се на зголемувањето на обемената компонента на апсолутната брзина c_u , ги менуваат траекториите на честичите на течноста во смисла на смалување на обемената компонента на апсолутната брзина на излезот од работното коло c_{2u} , при конечен број на лопатки е помала отколку што е по хипотезата за бесконечен број на лопатки т.е. $c_{2u} < c_{2u\infty}$. На слика 3.16 прикажан е триаголник на брзините на излезот од работното коло за конечен број на лопатки ΔADC . При конструирање на ΔADC усвоено е дека $c_{2u} < c_{2u\infty}$. Од триаголниците е видно дека аголот β_2 помеѓу релативната и обемената брзина е помал од аголот на лопатката δ_2 .

Со цел подобрување на опструјување на излезните елементи на лопатката со релативното струење на течноста, лопатките треба да се профилираат што е можно подобро (сл.3.15).

Според тоа, знаејќи ги геометриските параметри на работното коло и работните параметри на пумпата (Q, n) , можат да се пресметаат триаголниците на брзините на влезот и излезот од работното коло, односно да се дефинираат траекториите на апсолутното струење на течностите по должина на работниот канал на колото. Триаголниците на брзини и траекторијата на апсолутното струење се прикажани во планот на слика 2.4.

Како што се гледа од сликата 2.4 работното коло го менува правецот на струење на течноста кога проаѓа низ него. Со други зборови, аглиите кои ги заклопуваат тангентите на средната линија на лопатката на влезот и излезот со негативен смер на обемената брзина u , означени како β_1 и β_2 кои се разликуваат од аглиите на лопатката на влезот и излезот δ_1 и δ_2 поради занесување на флуидната струја на влезот и излезот од колото. Занесувањето на флуидната струја се одредува во влезниот и излезниот пресек на колото, а воглавно се дефинира со аглиите $\Delta\beta_1, \Delta\beta_2$, кој го зафаќа векторот на средната релативна брзина, пресметан по пресекот, со тангентата на средната линија на лопатката, а бројно се еднакви (слика 3.14 и 3.16) :

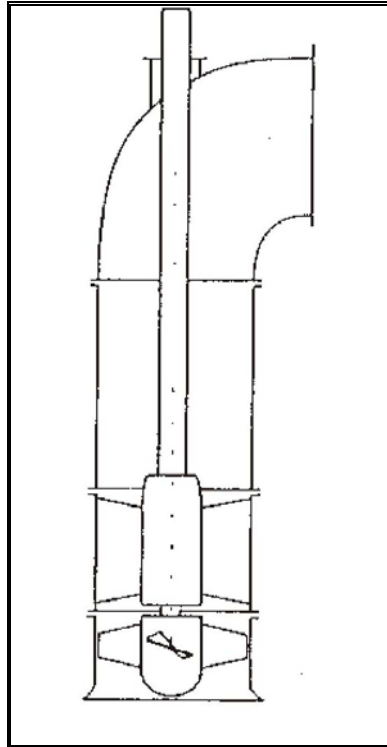
$$\Delta\beta_1 = |\delta_1 - \beta_1|; \Delta\beta_2 = |\delta_2 - \beta_2|$$

3.3 ПРЕСМЕТКА НА СТРУЈНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО КАЈ АКСИЈАЛНИТЕ ПУМПИ

Принципиелна шема на аксијална пумпа е дадена на слика 3.17. Основната карактеристика на пумпи од овиј тип е во тоа што кај нив сруењето во меридијанската рамнина, во областа на работното коло, има правец на оската. Анализа на кинематичкото струење се изведува за поедини цилиндрични пресеци, чија положба во однос на оската на пумпата, е одредена со радиус r (слика 3.17). При посматрање на кинематиката на струењето во работното коло на аксијалните пумпи се воведуваат следниве претпоставки:

а) обемената брзина на сите точки на лопатката на работното коло, кои припаѓаат на цилиндричниот пресек на растојание r од вртежната оска на пумпата се исти од влезот (1) до излезот од работното коло (2) и се одредува како:

$$u_1 = u_2 = u = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \dots\dots\dots (3.20)$$



Слика 3.17 Осна пумпа

б) оскини компоненти на векторот на средни апсолутни и релативни брзини на струење во сите точки од дадениот цилиндричен пресек се еднакви т.е. делови од течноста се движат по коаксијални површини ($c_r = 0$)

$$c_1 \cdot \sin \alpha_1 = c_2 \cdot \sin \alpha_2 = w_1 \cdot \sin \beta_1 = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad \dots\dots\dots (3.21)$$

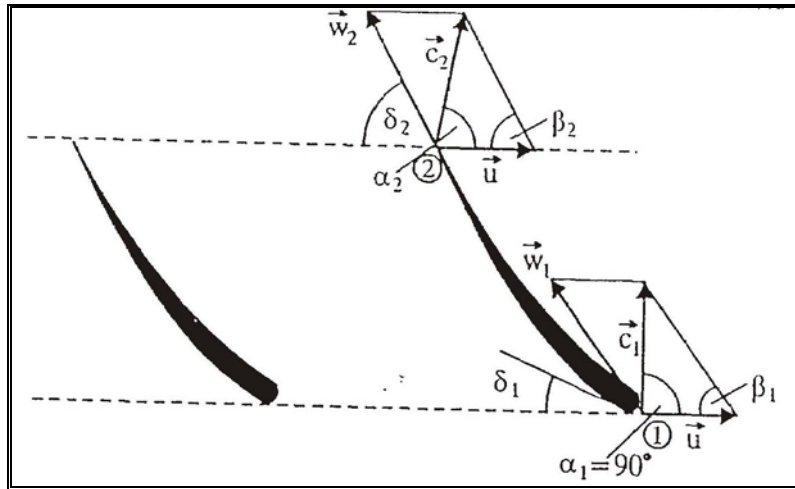
За пресметување на средните вредности на оскините компоненти на овие брзини по проточниот пресек, кој претставува прстен со дијаметри D_g и D важи односот :

$$c_i \cdot \sin \alpha_i = w_i \cdot \sin \beta_i = \frac{4 \cdot Q}{(D \cdot D_g^2) \pi \cdot \Psi} \quad i = 1, 2 \quad \dots\dots\dots (3.22)$$

каде :

- D - дијаметар на работното коло (надворешен)
- D_g - дијаметар на главчината на работното коло (внатрешен)
- $\psi < 1$ - коефициент на пригушување на проточен пресек.

Триаголниците на брзини на влезот и излезот од работното коло на оскина пумпа се прикажани на слика 3.18.



Слика 3.18 Триаголници на брзини на оскина пумпа на влезот и излезот од работното коло

На влезот во колото (точка 1; слика 3.17) обемната (периферна) брзина u одредена е според равенката (3.20). Претпоставувајќи дека доводот на струењето во колото е без занесување (радијален влез) ($\Gamma_1 = 0$, $\alpha_1 = 90^\circ$) се добива според равенката (3.22) средната апсолутна брзина на влез (c_1):

$$c_1 = \frac{4 \cdot Q}{(D^2 - D_g^2) \cdot \pi \cdot \Psi} \dots\dots\dots (3.23)$$

По дефинирање на брзините u и c_1 се црта триаголник на брзини на влез и се наоѓаат w_1 и β_1 .

На излез од колото (точка 2; слика 3.17) сметајќи дека $\beta_2 = \delta_2$ се одредува според равенката (3.22) релативната брзина w_2 и се црта триаголник на брзини на излез по u и w_2 (слика 3.18).

Со обзир дека лопатките на работното коло се витопери, па по должина на влезните и излезните ивици се менуваат аглиите β , брзините w и u , а на излезот и брзина \bar{c} по должина на радиусот r (од D_g до D).

3.4 ЗАВИСНОСТ НА СТРУЈНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА КОЛОТО ОД РЕЖИМОТ НА РАБОТА НА ТУРБОПУМПАТА

Основна карактеристика на работа на повеќето пумпи, во нормални услови на експлоатација, е одржување на аголна брзина на константна вредност. Меѓутоа, постојат т.н. прелазни работни режими кога $\omega \neq const.$, на пример во периоди на стартување и запирање на машината или во процес на регулирање и преоѓање на друга аголна брзина.

Во тие случаи полето на брзините $\bar{c}, \bar{w}, \bar{u}$ е променливо во текот на времето, а струењето е нестационарно.

Според тоа, во општ случај, струењето во работното коло и во целата хидраулична машина не е стационарно, поради што за изучување на струењето на течност во работно коло и во други органи на турбопумпата треба да се применат закони на механика на флуиди, кои важат за нестационарно струење.

На слика 3.19 е, како пример на идеализирана слика на струењето во реални услови, прикажано како промената на режимот на работа на пумпата влијае на промена на кинематските параметри на струењето на влезот и излезот

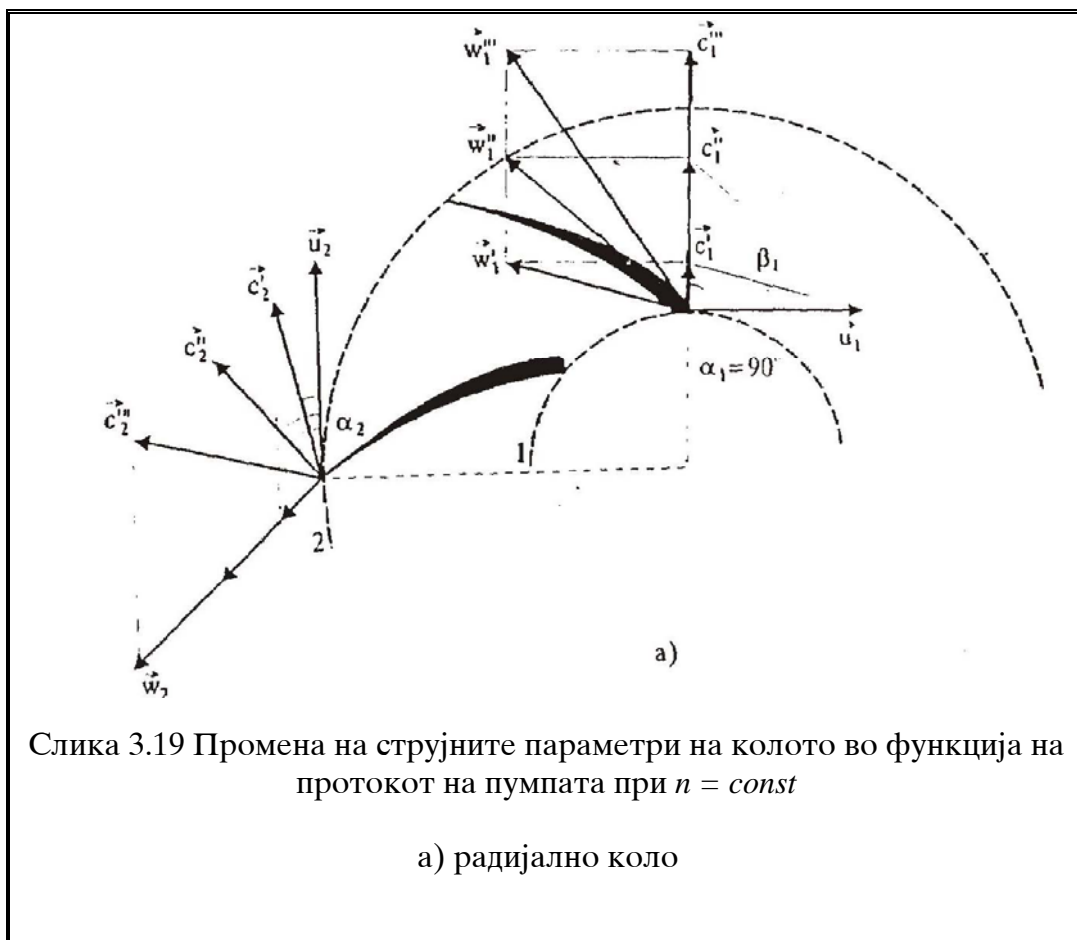
од работното коло, и тоа за случај на центрифугална (а) и оскина пумпа (б). Инаку, на овој пример е анализирана промена на протокот на пумпата Q при константна брзина на вртежи на пумпата n , што карактеризира работен режим на пумпата во реални услови на експлоатација.

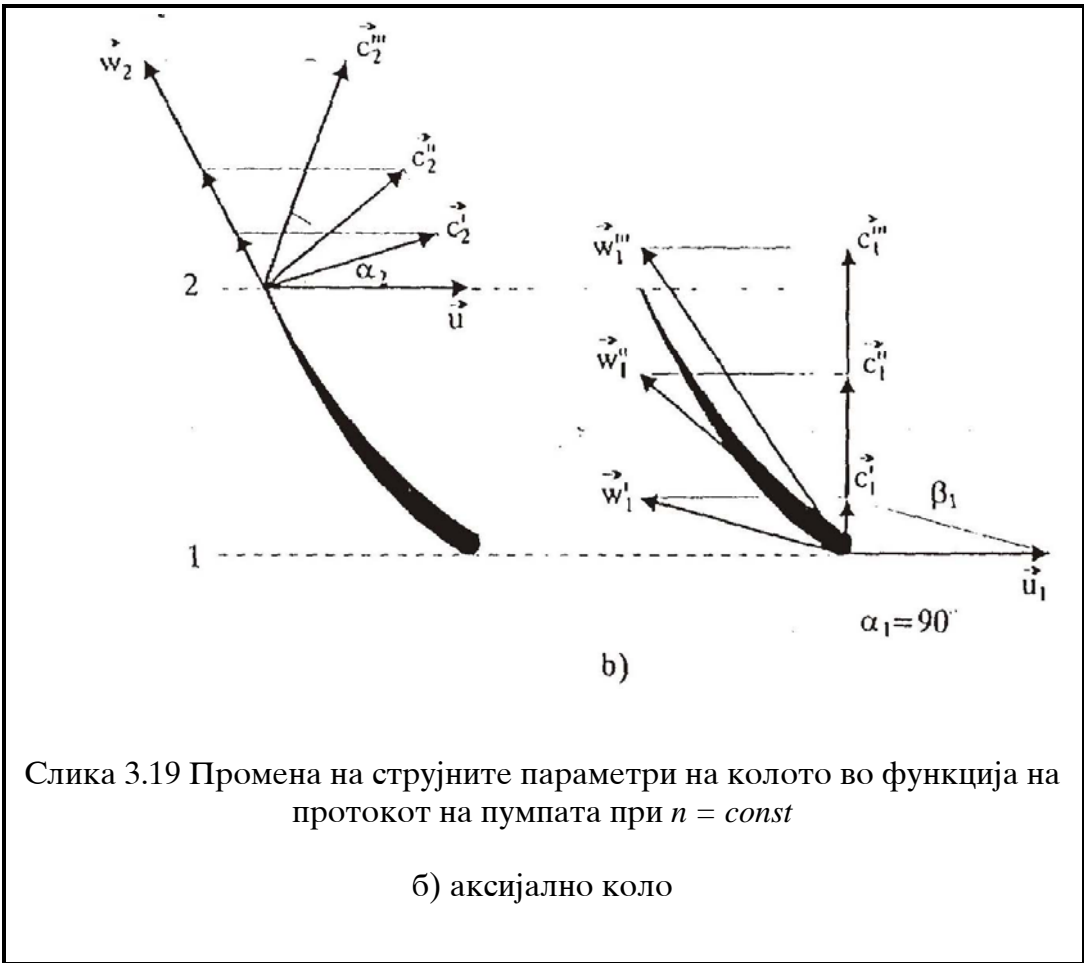
Како што се гледа од сликата на влезот во работното коло, промената на проток Q предизвикува промена на апсолутните вредности на векторот на релативната брзина w_1 и неговиот правец β_1 . Со зголемување на протокот Q аголот β_1 расте.

При одредени вредности на овој агол, под и над оптималните вредности, доаѓа до локално одлепување на флуидната струја од профилот на лопатката и до создавање на вртложни зони, поради што доаѓа до зголемување на хидраулични загуби во работното коло.

Кај малите протоци зоната на вртлогот се наоѓа од грбната страна на лопатката, а кај големите протоци од предната страна. Загубите на влезот се најмали при режимот на работа на пумпата кога аголот β_1 е еднаков на аголот на влезот на лопатката δ_1 ($\beta_1 = \delta_1$) (оптимален режим на работа на пумпата).

На излезот од работното коло, со смалување на протокот се смалува и аголот α_2 . Ова доведува до зголемување на периферната компонента на апсолутната брзина $c_2 \cdot \cos\alpha$ (слика 3.19), што директно има влијание на излезните загуби како и на напорот на пумпата.





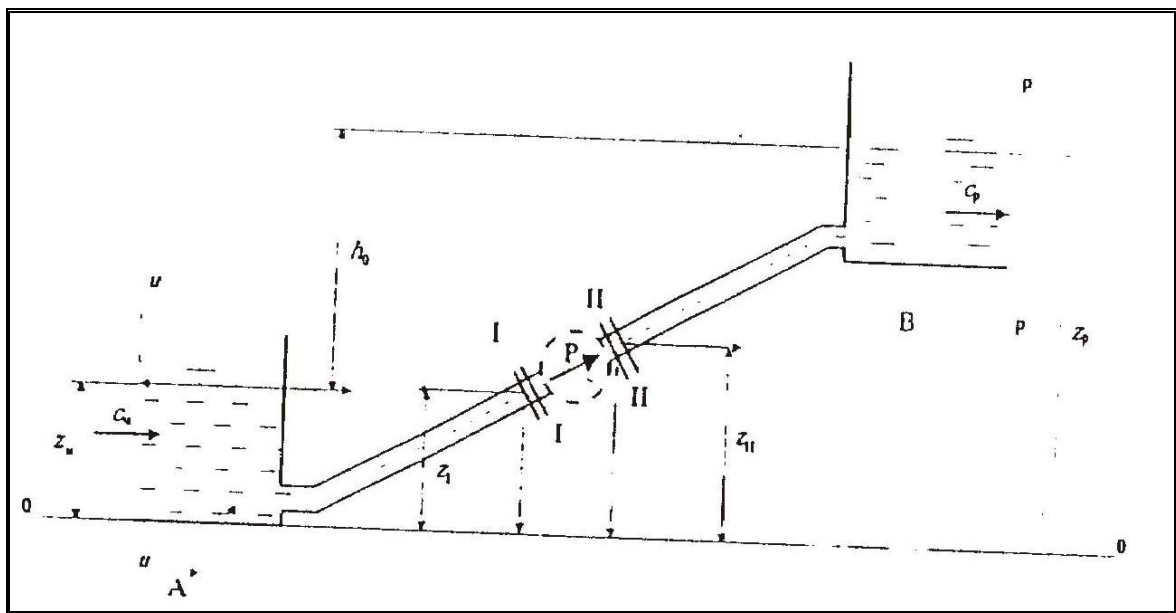
Слика 3.19 Промена на струјните параметри на колото во функција на протокот на пумпата при $n = const$

4. ОСНОВНИ РАБОТНИ ПАРАМЕТРИ НА ПУМПА

4.1. ОПШТО ЗА ПУМПНАТА ПОСТРОЈКА

Пумпа со погонски мотор (пумпен агрегат) укомпонирана во цевоводниот систем со соодветна хидромашинска опрема во една целина, која служи за транспорт на течност од едно ниво на друго претставува пумпна постројка.

Во пумпната постројка пумпниот агрегат представува врска помеѓу системот на цевовод кој го поврзува со акумулација од која се всисува течност (А) (всисен цевовод), и систем на цевовод кој го поврзува со акумулација во кој се транспортира течност (В) (потисен цевовод) (слика 4.1).



Слика 4.1 Принципиелна шема на пумпна постројка

P - пумпен агрегат; (1-1) - (I-I) - всисен цевовод;

(II-II) - (2-2) - потисен цевовод; А - всисен резервоар;

В - потисен резервоар; I-I - всисен прирабен спој;

II-II - потисен прирабен спој

Основни елементи на пумпната постројка се дадени на слика 4.2.

Изборот на концепција на пумпна постројка е во директна врска со неговите зададени хидраулични параметри. Основни хидраулични параметри на постројката (слика 4.1) се :

1. Геодетските коти на слободната површина на течноста во резервоарите на всисот и потисот $\left(\nabla \nabla \right)$ и оската на пумпниот агрегат (0-0), врз основа на кои се

одредува : (h_0) - геодетска висина на потисок (вкупна)

(h_s) - всисна геодетска висина

(h_p) - потисна геодетска висина

2. Притисоци во всисниот резервоар (p_u) и потисниот резервоар (p_p).

3. Хидрауличните загуби на всисот, од влезниот пресек на постројката ($u-u$) до влезна прирабница на пумпата (1-1) и на потис, од излезната прирабница на пумпата (2-2) до излезен пресек на постројката ($p-p$). Овие загуби се составени од линиски и локални хидраулични загуби во всисниот и потисниот цевоводот $h_{gu}(Y_{gu}), h_{gp}(Y_{gp})$.

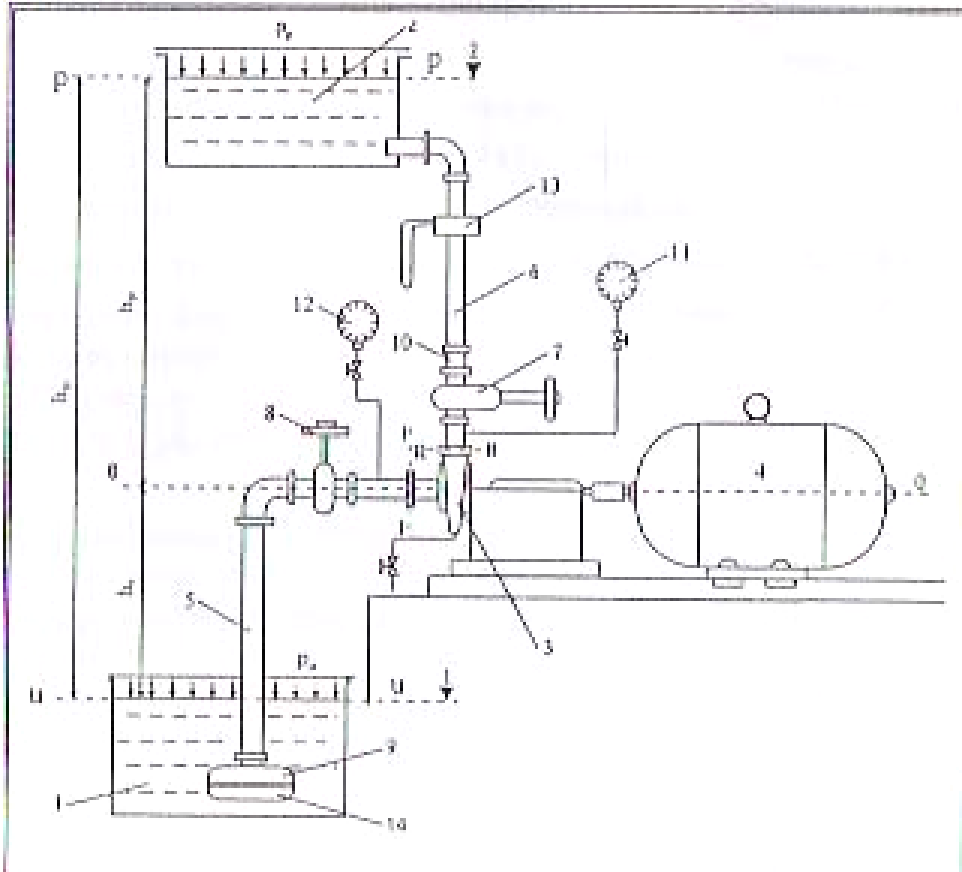
4.Брзината на движењето на течноста во всисниот пресек ($u-u$) и потисниот пресек ($p-p$). Општа равенка за пресметка на напорот на постројката (H_p) гласи:

$$H_p = \frac{p_p - p_u}{\rho \cdot g} + \frac{c_p^2 - c_u^2}{2 \cdot g} + z_p - z_u + h_p + h_{gp} \quad [m]$$

односно:

..... (4.1)

$$Y_p = \frac{p_p - p_u}{\rho} + \frac{c_p^2 - c_u^2}{2} + g \cdot h_0 + Y_{gu} + Y_{gp} \quad [J/kg]$$



Слика 4.2 Основни елементи на пумпна постројка

1-всисен резервоар; 2-потисен резервоар; 3-пумпа; 4-ел.мотор; 5-всисен цевовод; 6-потисен цевовод; 7-регулационен вентил; 8-монтажен затворач; 9-неповратна всисна клапна; 10-неповратен потисен вентил; 11-манометар; 12-вакуумметар; 13-мерач на проток; 14-всисна корпа.

Во инженериската практика севкупната геодетска висина на потискување (статички напон) h_0 , се дефинира како вертикално растојание помеѓу излезниот и влезниот пресек на постројката, односно помеѓу нивоата на течноста во резервоарите на потисокот (z_p) и всисот (z_u) (слика 4.1):

$$h_0 = z_p - z_u \quad \text{..... (4.2)}$$

Ако се претпостави дека промената на нивото на водата во всисниот и потисниот резервоар се занемарливи, тогаш и брзините на струење во пресеците имаат занемарливо мала вредност: ($c_p, c_u = 0$), па согласно на (4.2) изразот (4.1) добива облик:

$$H_p = h_0 + \frac{p_p - p_u}{\rho \cdot g} + \sum h_g \quad \text{..... (4.3)}$$

Геодетската висина h_0 и притисоците \bar{u}_u и \bar{u}_p во принцип, не зависат од протокот на постројката Q .

Меѓутоа вредноста на севкупните хидраулични загуби ($\sum h_g$) е дефинирана како збир од загуби на всисот ($\sum h_{gu}$) и потисот ($\sum h_{gp}$) е директно пропорционална на квадратот на брзината на движењето на течноста па, според тоа, на квадратот на протокот на постројката Q^2 т.е. важи релацијата:

$$\sum h_g = k \cdot Q^2 = \left(\sum \frac{\zeta_i}{2 \cdot g \cdot A_i} \right) \cdot Q^2 \quad \dots\dots\dots (4.4)$$

каде : k - еквивалентен коефициент на хидрауличен отпор на цевоводот, кој зависи само од неговата геометрија и конфигурација (дијаметри и должини на поедини делници и типот на вградена арматура); ζ - коефициент на локални отпори и отпори на патот; A_i - површини на пресеци кои одговараат на поедини делници од цевоводот.

Според тоа изразот (4.3) добива конечен облик :

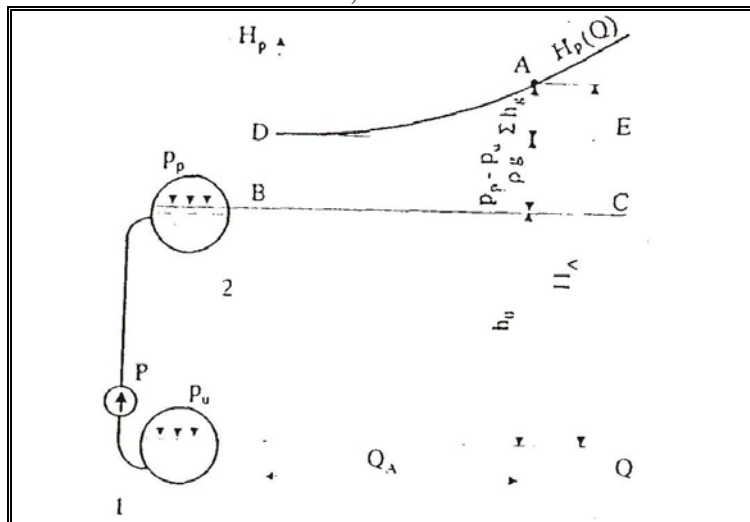
$$H_p = h_0 + \frac{P_p - P_u}{\rho \cdot g} + k \cdot Q^2 \quad \dots\dots\dots (4.5)$$

Напор на пумпната постројка H_p или потребниот напор ја представува енергијата која е потребна да единица маса на течноста се транспортира од всисен во потисен резервоар, всисен и потисен цевовод, при правилен проток Q . Согласно со изразот (4.5) напорот на постројката е еквивалентен на потребната енергија на флуидната струја за да се течноста подигне на геодетска висина h_0 , потоа да се совлада разликата на притисокот на нивото на водата во всисниот и потисниот резервоар $(p_p - p_u)/\rho \cdot g$ како и да се совладаат хидрауличните отпори на всисниот и потисниот цевовод $\sum h_g$ (точка А слика 4.3).

Зависноста на напорот на постројката од протокот изразена во графичкиот облик представува карактеристика на пумпната постројка. Во инженерска практика таа се дефинира и како карактеристика на мрежа или како парабола на загуби на пумпната постројка.

Во пракса се можни случаи кога притисоците во резервоарите се исти и еднакви на атмосферскиот, или кога во нив постои надпритисок, како и случаи кога вредноста на геодетската висина на постројката е позитивна, негативна или еднаква на нула.

Карактеристики кои одговараат на наведените концепции на пумпните постројки се прикажани на сликата 4.3, 4.4 и 4.5.

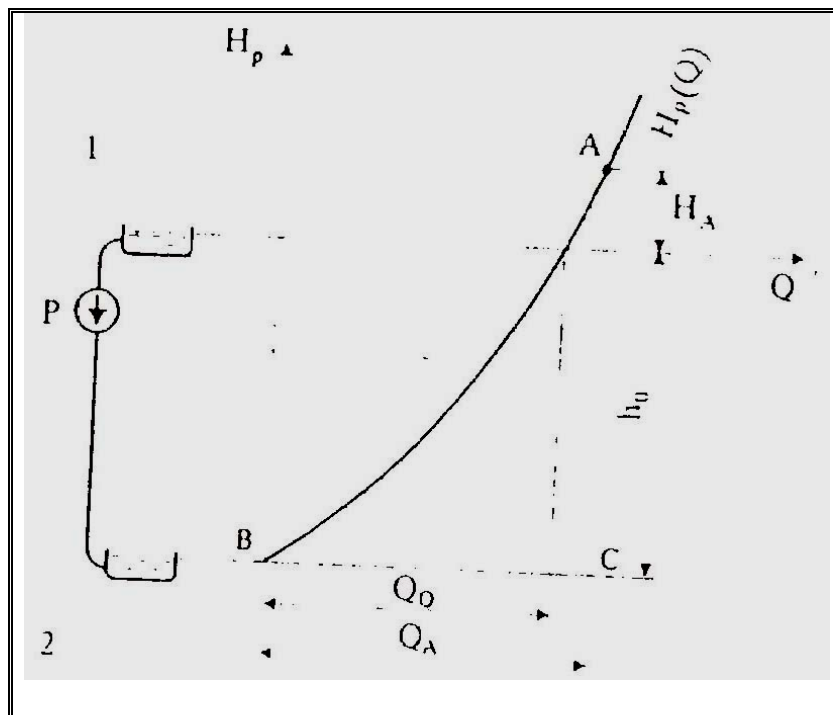


Слика 4.3 Карактеристики на пумпната постројка ($h_0 > 0$)

Карактеристика на пумпната постројка за случајот $h_0 > 0$, $p_p > p_u$ прикажана е на слика 4.3. На ординатната оска се нанесува напор во метри кој одговара на постројката, а на апцисата проток во m^3/s или l/s . Со цел на попрегледна илустрација погодна е графикот $H_p - Q$ да се црта заедно со шемата на пумпната постројка, како што е направено на слика 4.3. Во таа прилика нивото во всисниот резервоар се поклопува со апцисната оска. На ординатната оска се нанесува прво величина на геометриски напор ($+ h_0$). Во добиената точка се повлекува хоризонтала BC . Над неа се нанесува дел од ордината кој го одразува, во одреден размер, големината на членот $(p_p - p_u) / \rho \cdot g$ и од добиената точка се повлекува друга хоризонтала DE . Над последната права се црта график на функција $\sum h_g = k \cdot Q^2$ на дадената пумпна постројка.

Овој график претставува парабола од втор ред. Напорот на постројката за произволна вредност на протокот Q_A изнесува H_A (точка А).

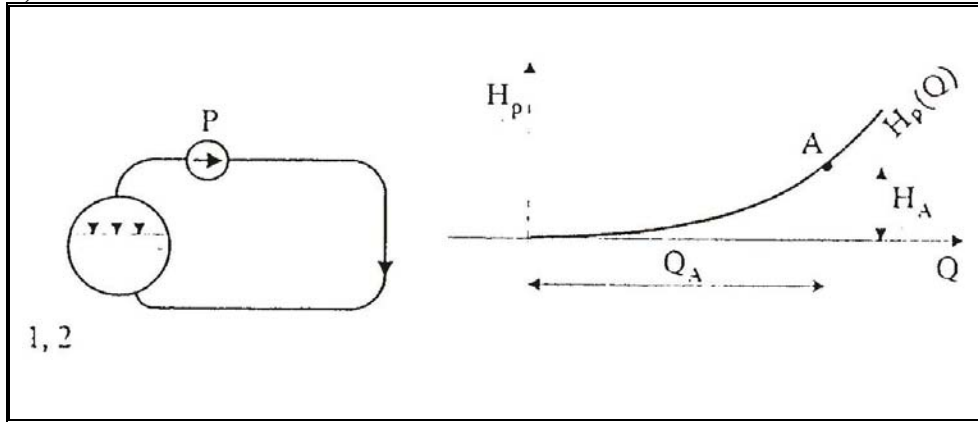
Во практиката е можно решение кога нивото на потисниот резервоар се наоѓа под нивото на всисниот резервоар. Во тој случај геометрискиот напор (геодетска висина) h_0 е негативен (слика 4.4).



Слика 4.4 Карактеристики на пумпната постројка ($h_0 < 0$)

Нивото на слободната површина на водата во резервоарот на всисот се поклопува со апцисната оска (Q). Нивото на потисокот е под нивото на всисот па поради тоа вредноста h_c треба да се отчитува на негативниот дел на ординатата (H_p), на која и одговара правата BC . Од таа права према горе се црта график на функцијата $\sum h_g = k \cdot Q^2$. Точката на пресекот на кривата $\sum h_g = k \cdot Q^2$ и апцисата ја даваат вредноста на протокот Q_0 кој би се остварил во цевоводот во случај да нема пумпа на сметка на столбот на течноста (h_0). Зголемување на протокот до зададената вредност Q_A се обезбедува со работа на пумпата H_A .

Кај циркуларните пумпи, се поклопуваат всисните и потисните резервоари, геометриската висина h_0 е еднаква на нула, а $p_p = p_u$. Во тој случај карактеристиката на постројката е дефинирана како функција $H_p = k \cdot Q^2$ (слика 4.5)



Слика 4.5 Карактеристика на пумпната постројка ($h_0 = 0$)

Целиот напор се троши на совладување на хидрауличните отпори во цевоводниот систем.

Ознаки на сликите 4.3, 4.4 и 4.5 се:

h_0 -геодетска висина на постројката (статички напор)

1- всисен резервоар

2- потисен резервоар

P- пумпен агрегат

Q- проток

p_u -надпритисок на всисот

p_p -надпритисок на потисокот

$\sum h_g$ -хидраулични губитоци во мрежата

$H_p(Q)$ -карактеристика на постројката

Q_0 -проток на слободната флуидна струја

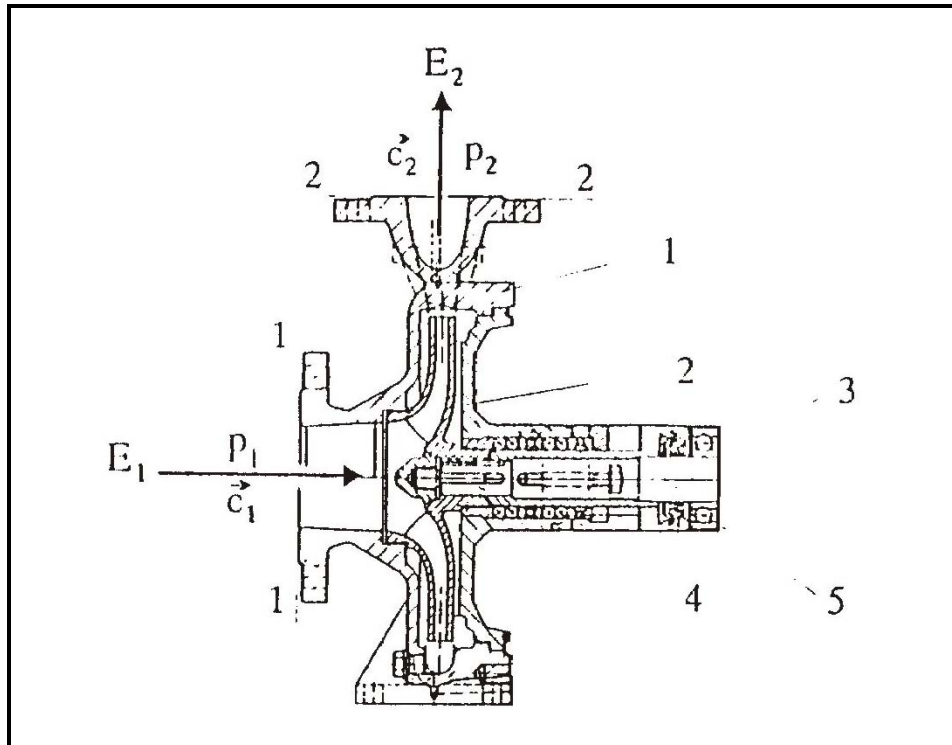
A-работна точка на пумпата

Q_A, H_A - параметри на работниот режим на пумпата

4.2. ПАРАМЕТРИ НА РАБОТЕН РЕЖИМ

Основни работни параметри на турбопумпа се напор H (единечна работа Y), моќност P и степен на користно дејство η . Во овој дел се дава постапка за пресметка на овие параметри.

Напор или единечна работа на пумпата се дефинира како прираст на единица маса на течноста при нејзино проаѓање низ пумпата или, со други зборови, напор на пумпата претставува разлика од единечна енергија на струењето на течноста на излез (пресек 2-2) и влезот на пумпата (пресек 1-1) (слика 4.6 во врска со слика 4.1)



Слика 4.6 Основни параметри на центрифугална пумпа
1-1 -влезна прирабница; 2-2 -излезна прирабница:

1-куќиште на пумпата; 2-работно коло; 3-вратило; 4-заптивки; 5-лежиште

Единечна енергија на струењето на течноста во влезниот пресек 1-1 е еднаква на:

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 \quad \left(\frac{J}{kg} \right) \quad \dots\dots\dots(4.6)$$

Единечна енергија на струењето на течноста во излезниот пресек 2-2 еднаква е на:

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 \quad \left(\frac{J}{kg} \right) \quad \dots\dots\dots(4.7)$$

Поради тоа единечна работа Y , односно напор на пумпата има вредност:

$$Y = E_2 - E_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \dots\dots\dots(4.8)$$

Каде што се:

p_2, p_1, c_2, c_1 – апсолутни притисоци и средни брзини на флуидната струја во пресеците (2-2) и (1-1) (слика 4.6)

z_2, z_1 – висинска кота на пресекот (2-2) и (1-1) во однос на реперната рамнина (слика 4.6)

Притисокот p_2 после пумпата се мери со манометер (поз.11) кој е вграден на потисниот цевковод на постројката и вакуумметар (поз.12) кој е врзан за висот на цевководната постројка (слика 4.2). На манометарот се отчитува надпритисок, а на вакуумметарот подпритисок.

Ако напорот на пумпата (H) се изрази во метри столбна течност се добива:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + (z_2 - z_1) \quad \dots\dots\dots(4.9)$$

Во понатамошното излагање ќе се користи, по потреба, израз и дефиниција на напор H или единична работа Y .

Претходно е покажано дека напор на пумпата $H(m)$ или $Y(J/kg)$ ја претставува енергијата која ја прима единица маса на течноста на патот низ пумпата од нејзиниот влезен до излезен пресек.

Ако земеме во предвид дека во една секунда низ излезен пресек (2-2) на пумпата проаѓа $V(m^3)$ или $\rho \cdot V(kg)$ течност, енергија, која пумпата ја предава во единица време на флуидната струја, ја одредува ефективната (корисна) моќност на пумпата (P_e):

$$P_e = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = m \cdot Y \quad (W) \quad (4.10)$$

Потребната моќност на пумпата (или моќност на вратило) (P), е поголема од корисната моќност за вредност на загубите во пумпата:

$$P = \frac{P_e}{\eta} + \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{\eta} \quad [W] \quad \dots\dots\dots (4.11)$$

каде η – вкупен степен на корисно дејство на пумпата.

Изразот за пресметка на моќноста на вратилото на пумпата, во случај кога работен флуид е вода ($\rho = 1000kg/s^2$), ($g = 9.81m/s^2$), преоѓа во облик кој е погоден за практична употреба:

$$P = \frac{9.81 \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad \dots\dots(4.12)$$

Во изразот (4.12) моќноста е во $P (kW)$, $Q (m^3/s)$, $H (m)$.

Вкупниот степен на корисно дејство (η) е основен работен параметар на пумпата по кој се оценува квалитетот на процесот на трансформација на енергијата во неа. Истиот се дефинира како однос на корисна моќност на пумпата (P_e) со моќност на вратилото на пумпата (P) т.е:

$$\eta = \frac{P_e}{P} \quad \dots\dots\dots(4.13)$$

Корисната сила е одредена со производ на протокот на масата (m) и единичната работа на флуидната струја (Y) т.е. $P_e = m \cdot Y$ па тогаш :

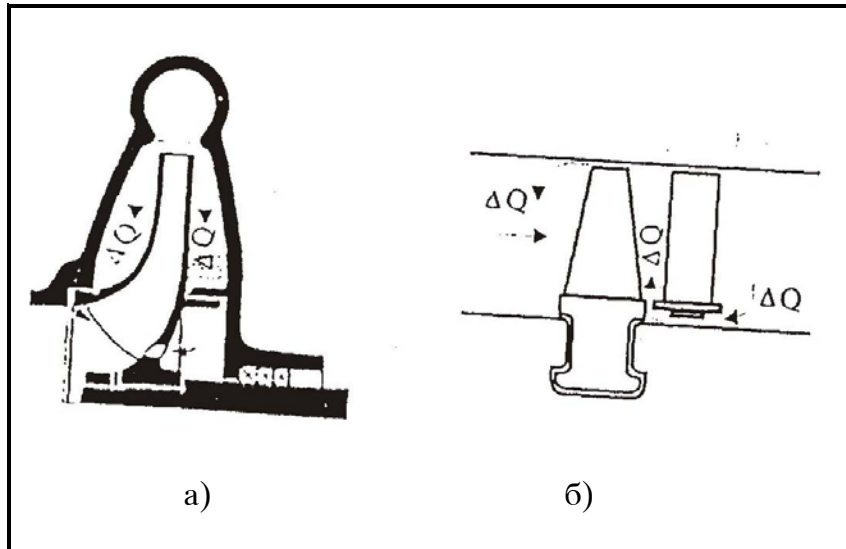
$$\eta = \frac{m \cdot Y}{P} \quad \dots\dots\dots (4.14)$$

При анализа на работниот процес во турбопумпите губитоците на силата на пумпата се разврстуваат за да полесно се оцени влијанието на истите. Основна поделба е на хидраулични губитоци, потоа на волуменски (проточни) губитоци на пропуштање и механички губитоци.

Врз основа на оваа квалификација можат да се пресметаат т.н. парцијални степени на корисноста. Па така, со раздвојување на губитоците на хидраулични (тие настануваат при ударно занесување на флуидната струја, вискозните отпори и одлепувањето на флуидната струја) и волуменски кои настанале при формирање на протокот помеѓу куќиштето на пумпата и колото (ΔQ)(слика 4.7), се добива израз за хидраулична сила на пумпата или сила на колото на пумпата во облик :

$$P_k = \rho \cdot (Q + \Delta Q) \cdot (Y + \Delta Y) \quad \dots\dots\dots(4.15)$$

каде што (ΔQ) се волуменски губитоци низ пумпата.



Слика 4.7 Шема на повратното струење во работното коло
 а) радијално коло б) оскино коло

Силата на вратилото може да се изрази и како :

$$P = P_k + \Delta P_m \quad \dots\dots\dots(4.16)$$

каде ΔP_m представува сила потребна за совладување на механичките отпори.

При поделба на силите P_2 со P_k се добива степен на корисно дејство на колото η_k :

$$\eta_k = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{Y}{Y + \Delta Y} = \eta_v \cdot \eta_h \quad \dots\dots\dots(4.17)$$

Од каде следуваат изразите за волуменски (η_v) и хидрауличен η_h степен на корисно дејство кои гласат:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad \eta_h = \frac{Y}{Y + \Delta Y} \quad \dots\dots\dots(4.18)$$

Со поделба помеѓу силата на колото (P_k) со силата на вратилото (P) се добива механички степен на корисно дејство на пумпата (η_m):

$$\eta_m = \frac{P_k}{P_k + \Delta P_m} \quad \dots\dots\dots(4.19)$$

Според тоа вкупниот степен на корисното дејство може да се изрази и во облик:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m = \eta_k \cdot \eta_m \quad \dots\dots\dots(4.20)$$

За пресметување на степенот на корисно дејство на пумпата според изложените обрасци потребно е да се знаат вредностите на губитоците за дадените работни параметри. Во фазата на проектирањето губитоците се пресметуваат или проценуваат. За изведена машина степенот на корисно дејство се одредува експериментално.

Во следната табела дадени се ориентационите вредности на парцијалните степени на корисно дејство за турбопумпите.

Табела 1.		Големини η_m, η_v, η_h		
Тип на пумпата	η_m	η_v	η_h	
Пумпи со голем проток	0.95-0.97	0.95-0.98	0.95	
Пумпа со мал проток и мал отпор	0.90-0.95	0.90-0.95	0.85-0.90	
Пумпи со мал проток и висок отпор	0.90	0.85-0.90	0.80-0.85	

5. РАБОТНИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ПУМПИТЕ

Кај турбопумпите кои, по правило, работат со константна брзина на вртење, кои се задвижувани со помош на нерегулирани мотори, нејзините работни параметри (проток и отпорот кој одговара на него, моќноста и степенот на полезно дејство) се менуваат по одредена функција (регулирани најчесто со пригушување на протокот со помош на регулационен вентил вграден непосредно зад потисниот раб на пумпата).

Врската помеѓу овие параметри изразени во графички облик ги претставуваат карактеристиките на пумпите. Овие работни карактеристики во пракса се одредуваат со експериментални испитувања на модел на пумпа во лабораторија и се пресметуваат нивни карактеристики на работни машини. Во наредното поглавје се разработуваат информациите за постапката на нивното аналитичко одредување.

5.1 ТЕОРЕТСКИ РАБОТНИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

Работните елементи на пумпата се проектираат за зададени работни параметри (проток, отпор, и брзина на вртење) при што димензиите и обликот на проточниот тракт се бираат така да хидрауличните губитоци при работата на пумпата во тој режим бидат најмали. Таков режим на работа на пумпата претставува проектиран или пресметан режим.

Меѓутоа во експлоатацијата, односно во реални услови, пумпата може да работи и во режими кои, помалку или повеќе, отстапуваат од проектираниот режим. Така на пример, ако се (во наједноставен случај) за време на работата, делува на регулаторниот вентил на притисниот цевовод, било во насоката на затварање или отварање, ќе дојде до промена на параметрите на работниот режим на пумпата.

Во цел на правилна експлоатација на системот потребно е да се знае како се менуваат отпорот, моќноста и степенот на искористеност на пумпата во функција на протокот во целото работно подрачје, (а не само во проектираниот режим).

Графички изразените зависности на работните параметри на пумпата (отпорот, моќноста и степенот на полезно дејство) од протокот, при одредена брзина на вртење, ја претставуваат работната карактеристика на отпорот $H=f(Q)$, карактеристиката на моќноста $P=f(Q)$ и карактеристиката на степенот на полезно дејство $\eta=f(Q)$.

5.1.1 Карактеристика на отпор

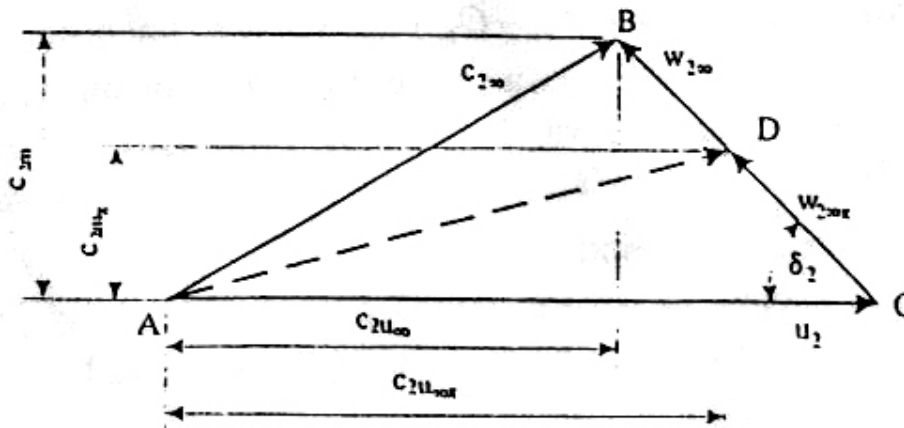
Согласно на хипотезата за безконечен број, бесконечно тенки лопатки на работното коло, траекториите на релативното движење на честиците на течноста (\vec{w}) се предодредени однапред со профилот на лопатки кои не дозволуваат било каков друг облик на струење во работниот канал на колото. Теоретскиот отпор на колото при тој услов ($H_{k\infty}$) има вредност согласно со Ојлеровата равенка:

$$H_{k\infty} = \frac{u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u}}{g} \quad \dots\dots(5.1)$$

Ако се претпостави случај на радијален довод на течноста во работното коло на пумпата (c_{1u}) (кој е најчесто во пракса) тогаш изразот за теоретскиот отпор (5.1) добива облик:

$$H_{k\infty} = \frac{u_2 c_{2u\infty}}{g} \quad \dots\dots(5.2)$$

Во врска со 5.2 треба да се анализира зависноста на обемната компонента на апсолутната брзина на излезот од работното коло (c_{2u}) при промена на протокот на пумпата. На слика 5.1 претставен е триаголник на брзини на излезот на работното коло на центрифугалната пумпа со бесконечен број на лопатки, конструитран за проектиран работен режим ($\triangle ABC$).



Слика 5.1 Триаголник на брзини на излезот на работното коло при различни режими на работа на пумпата

Нека протокот низ работното коло на пумпата (Q_{kx}) се намали. Пропорционално на ова намалување ќе се намали и соодветната меридијанска компонента на апсолутната брзината на излезот од работното коло (c_{2mx}), па за произволен режим (x) таа ќе има вредност:

$$c_{2mx} = \frac{Q_{kx}}{d_2 \pi b_2 \psi_2} \quad \dots\dots(5.3)$$

Согласно на хипотезата за бесконечен број на лопатки на работното коло правецот на релативната брзина на излезот од работното коло (\vec{w}_2) се поклопува со правецот на излезниот елемент на лопатката, независно од работниот режим. При новиот проток (Q_{kx}) се добива триаголникот на брзини ($\triangle ADC$). Од овој триаголник следи зависноста:

$$c_{2u\infty x} = u_2 - c_{2mx} \operatorname{ctg} \delta_2 = u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \delta_2 Q_{kx}}{d_2 \pi b_2 \psi_2} \quad \dots\dots(5.4)$$

Имајќи во предвид (5.4) изразот (5.1) преоѓа во:

$$H_{k\infty x} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \delta_2 Q_{kx}}{d_2 \pi g b_2 \psi_2} = A - B Q_{kx} \quad \dots\dots(5.5)$$

Оваа равенка ја дава зависноста на теоретскиот отпор на работното коло при бесконечен број на лопатки ($H_{k\infty x}$) од протокот низ работното коло. Очигледно

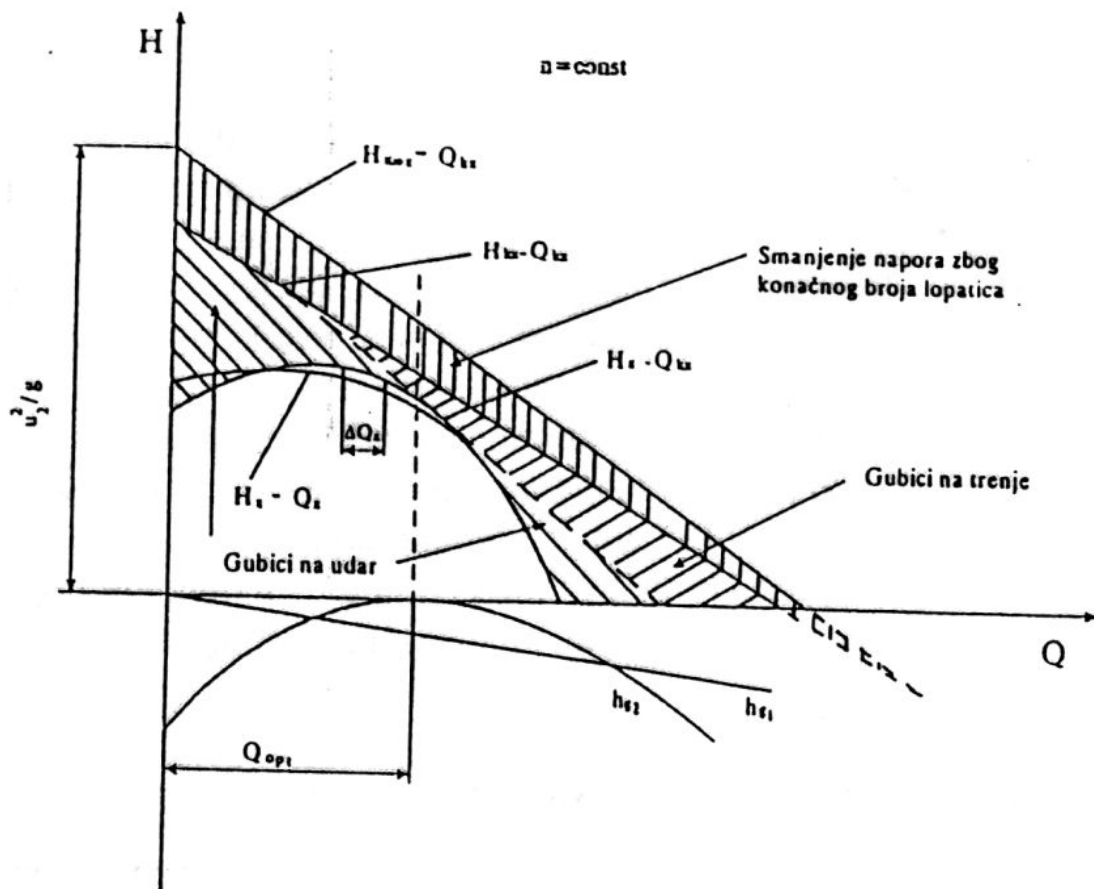
оваа зависност е линеарна, А и Б се константни бидејќи не зависат од протокот (слика 5.2). За $Q_{kx}=0$ (затвораот на потис затворен) важи:

$$H_{k\infty x} = \frac{u_2^2}{g} = A, \text{ а за } H_{k\infty x} = 0 \text{ важи } Q_{kx} = \frac{A}{B} \quad \dots\dots(5.6)$$

При конечен број на лопатки на работното коло зависноста на теоретскиот отпор од протокот низ работното коло ($H_{kx}-Q_{kx}$) е исто така линеарна. Овој отпор е помал од отпорот при бесконечен број лопатки при ист проток. Затоа првата која ја претставува оваа зависност ($H_{kx}-Q_{kx}$) лежи под правата $H_{k\infty x}-Q_{kx}$. Може да се докаже дека овие две прави се сечат под апсцисата Q.

Како што беше порано нагласено, реалниот отпор на пумпата (H_x) е помал од теоретскиот (H_{kx}) за вредност на хидрауличниот губиток (h_{gx}) т.е важи релацијата:

$$H_x = H_{kx} - h_{gx} \quad \dots\dots(5.7)$$



Слика. 5.2. Одредување на теоретските карактеристики на отпорот на центрифугална пумпа

h_{g1} - губитоци на триење h_{g2} - губитоци на удар
 H_k - теоретски отпор ”X” - работен режим

$H_{k\infty x} - Q_{kx}$ - карактеристика на напорот на работното коло на пумпата при бесконечен број на лопатки

$H_{kx} - Q_{kx}$ - карактеристика на напорот на работното коло на пумпата при конечен број на лопатки (без губитоци)

$H_x - Q_x$ - карактеристика на напорот на пумпата (со вкalkулирани губитоци на удар и триење како и волуменските губитоци)

Хидрауличниот губиток (h_g) го составуваат губитоците на триење (h_{g1}) и губитоците на удар (h_{g2}).

Хидрауличните губитоци на триење во струјниот простор на пумпата т.е во каналите на доводот, на работното коло и одводот се во прва апроксимација, пропорционални на квадратот на протокот (Q_{kx}):

$$h_{g1} = kQ_{kx}^2 \quad \dots\dots(5.8)$$

Каде што k - коефициент на пропорционалност.

На слика 5.2 оваа зависност е графички претставена со кривата $h_{g1}-Q_{kx}$ под апцисата, како парабола со темето во координатниот почеток.

Губитокот на удар го составуваат губитоците поврзани со појава на вртлог кој се јавува во случај на одлепување на флуидната струја од сидовите на каналот и мешање на струјниците со различни брзини.

За да се избегнат губитоците на удар на влезот во работното коло, правецот на влезниот елемент на лопатките за оптимален работен режим се бираат така да се поклопува со правецот на релативната брзина на влезот ($\beta_1 \approx \delta_1$). Правецот на апсолутната брзина на влезот е дефиниран со конструкција на доводот на пумпата и не зависи од протокот. Најчесто доводот е радијален ($c_{1u}=0$).

Експериментално е докажано дека губитоците на удар на влезот во работното коло се мали и се јавуваат само кај големи отстапувања на релативната брзина на влезот (\bar{w}_1) од правецот на влезниот елемент на лопатката ($\beta_1 \neq \delta_1$).

Позначајни се губитоците на удар на одводот на пумпата. Меѓутоа, во оптимален режим тие се занемарливи бидејќи брзината на струењето во одводот е еднаква на брзината во доводот. Во случај на отстапување од овој режим во смисла на помал или поголем проток овие губитоци и на влезот и на излезот брзо се зголемуваат. Оваа зависност, исто така е претставена со парабола под апцисата, со темето на апцисата кој одговара на протокот во оптимален режим (Q_{opt}) (слика 5.2).

Ако ординатните прави $H_{kx}-Q_{kx}$ (слика 5.2) се намалат за соодветни вредности кои одговараат на губитоците на триење и удар, ќе добиеме крива на зависност на отпорот на пумпата од протокот низ работното коло (H_x-Q_{kx}).

За добивање на конечната карактеристика потребно е да се земат во обзир и волуменските губитоци во пумпата (ΔQ), бидејќи протокот на пумпата (Q) се разликува од протокот низ колото (Q_k), за вредност на овие губитоци, т.е:

$$Q_x = Q_{kx} - \Delta Q \quad \dots\dots(5.9)$$

Волуменските губитоци зависат од теоретскиот отпор на пумпата. Колку е поголем отпорот на пумпата и тие се поголеми. Земањето во предвид на овие губитоци се врши на тој начин што кривата H_x-Q_{kx} транслаторно ќе се помести во лево вдолж апцисата за вредност ΔQ до местото H_x-Q_x (слика 5.2), која ја претставува карактеристиката на отпорот на пумпата.

5.1.2 Карактеристика на моќност

Хидроуличната моќност на пумпата, односно моќноста на работното коло, како што е претходно кажано има вредност за произволен работен режим:

$$P_{kx} = \rho g Q_{kx} H_{kx} \quad \dots\dots(5.10)$$

Зависноста на теоретскиот отпор на колото (H_{kx}) од протокот низ работното коло (Q_{kx}) е линеарна и таа може да се претстави со правата:

$$H_{kx} = A - B \cdot Q_{kx} \quad \dots\dots\dots(5.11)$$

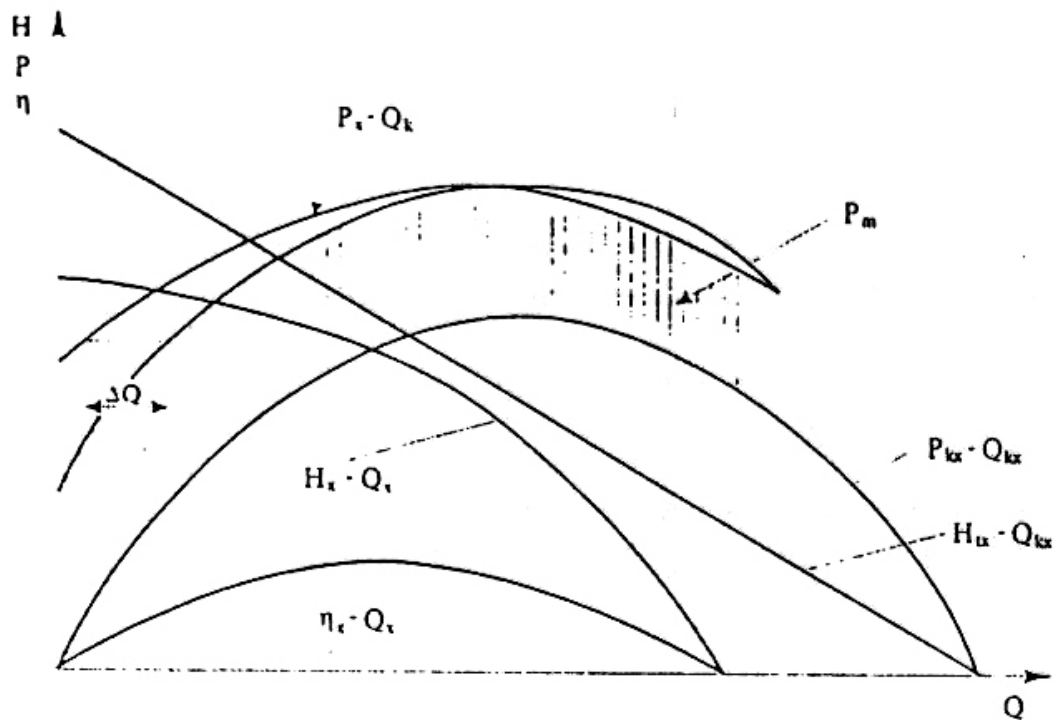
Во врска со (5.11), изразот за моќноста (5.10) има облик:

$$P_{kx} = \rho g (A Q_{kx} - B Q_{kx}^2) \quad \dots\dots\dots(5.12)$$

Равенката (5.12) претставува парабола од втор ред, која ја сече апсисата во точките $Q_{kx}=0$ и $Q_{kx}=A/B$ (слика 5.3).

Механичките губитоци во пумпите речиси и да не зависат од протокот на пумпата. Ако моќноста (P_m) потребна за совладување на овие губитоци за, се претстави графички, потоа се суперпонира со хидроуличната моќност, ќе се добие крива $P_x - Q_{kx}$, која ја претставува зависноста на моќноста на вратилото на пумпата (P_x) (или доведената моќност на пумпата од надворешниот извор), од протокот на течноста низ работното коло (Q_{kx}) (слика 5.3.).

За да се добие карактеристика која претставува графички изразена зависност на моќноста на вратилото на пумпата (P) од протокот (Q) потребно е да се земат во предвид и волуменските губитоци (ΔQ). При тоа кривата $P_x - Q_{kx}$ се поместува во лево по апсисата за ΔQ и така се трансформира во крива $P_x - Q_x$ (слика 5.3), која ја претставува карактеристиката на моќноста на пумпата.



Слика 5.3 Одредување на теоретските работни карактеристики на центрифугална пумпа

- $H_x(Q_x)$ - Карактеристика на отпорот
- $\eta_x(Q_x)$ - Карактеристика на степенот на полезно дејство
- $P_x(Q_x)$ - карактеристика на моќноста
- P_m - Механички загуби
- P_{kx} - Хидраулична моќност на пумпата (моќност на колото на пумпата)
- Q_k - Проток на колото
- ΔQ - Волуменски загуби во колото

5.1.3 Карактеристика на степенот на полезно дејство

Познавајќи ги графици на функциите H_x-Q_x и P_x-Q_x може да се добие график кој ја претставува зависноста на степенот на полезно дејство од протокот (Q_x) (слика 5.3) согласно со релацијата:

$$\eta_x = \frac{\rho g Q_x H_x}{P_x} \dots\dots\dots(5.13)$$

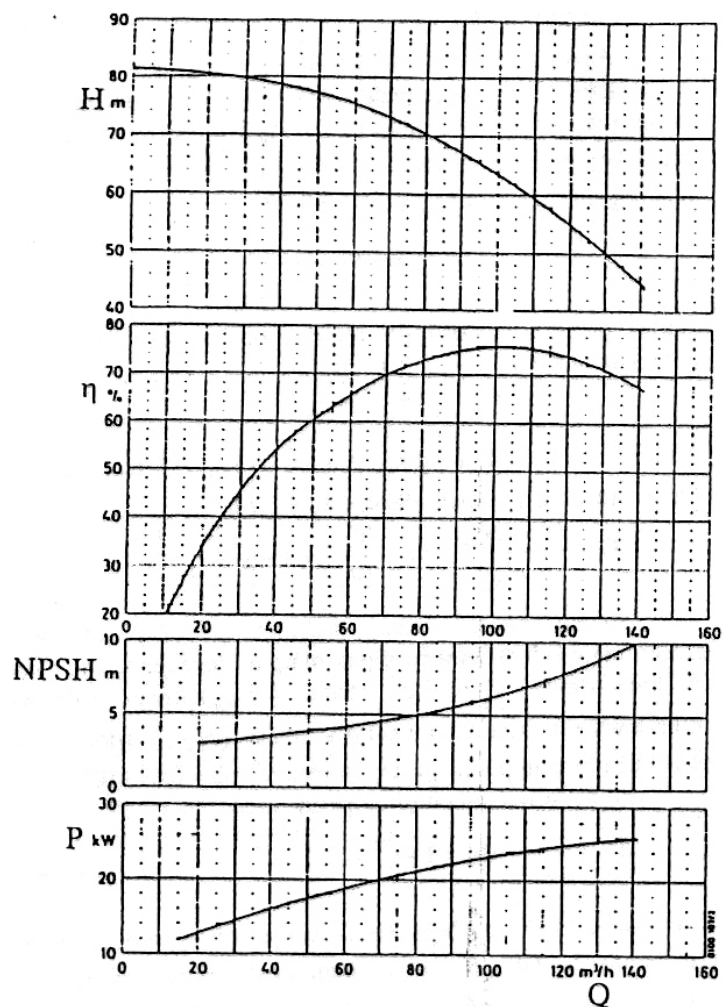
При режимот $Q_x = 0$ и $H_x = 0$ следи и $\eta_x = 0$. Спред тоа карактеристиката на степенот на полезно дејство (η_x-Q_x) ја сече апцисата во координатниот почеток и во точка каде ја сече и кривата на отпорот (H_x-Q_x) (слика 5.3)

Треба да нагласиме дека теоретските работни карактеристики на пумпата даваат груба слика на работниот процес во пумпата, бидејќи тие не земаат во предвид низа на фактори кои влијаат на работните параметри на пумпата во реални услови на работа. Така на пример, не е земено во обзир секундарното струење на течноста низ пумпата, (кое се јавува при отстапување на нејзиниот режим на работа од оптималниот режим), потоа отстапување од осносиметрично струење (кое се јавува во режими надвор од проектираниот режим на работа на пумпата) и тн.

Поради тоа, работните карактеристики на центрифугалната пумпа добиени по аритметички пат, даваат само описни на карактеристики на појавите во пумпите и слабо се поклопуваат со експерименталните резултати. Реалните работни карактеристики на пумпите, можат да се добијат, и се добиваат исклучиво по експериментален пат на соодветен модел на реална машина во фабриката на произведувачот.

На слика 5.4 како пример прикажани се моделски работни карактеристики на центрифугална пумпа.

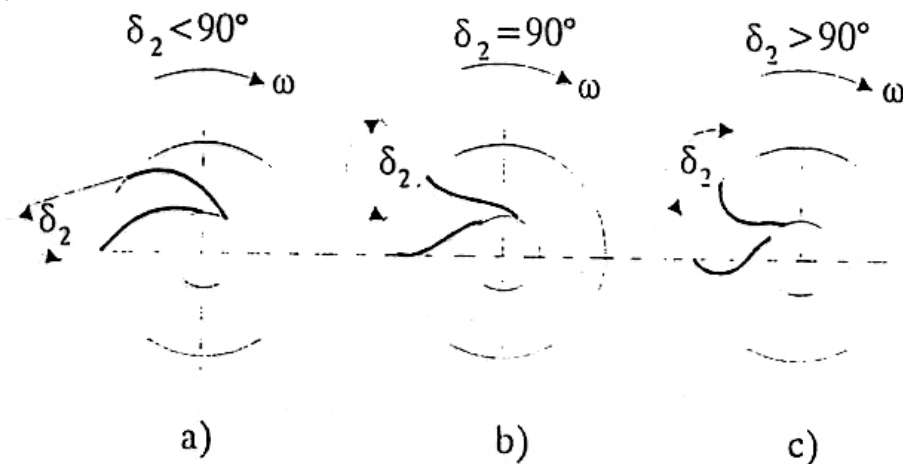
Работни карактеристики на пумпите се почетен технички документ од кој се добива увид во главните експлоатациони својства на пумпите. Тој документ се дава заедно со основната техничка документација од страна на произведувачот на пумпата, а се користи како основна подлога за најразлични експлоатации.



Слика 5.4 Работни карактеристики на модел на центрифугална пумпа

5.1.4 Избор на големината на аголот на лопатките на излез

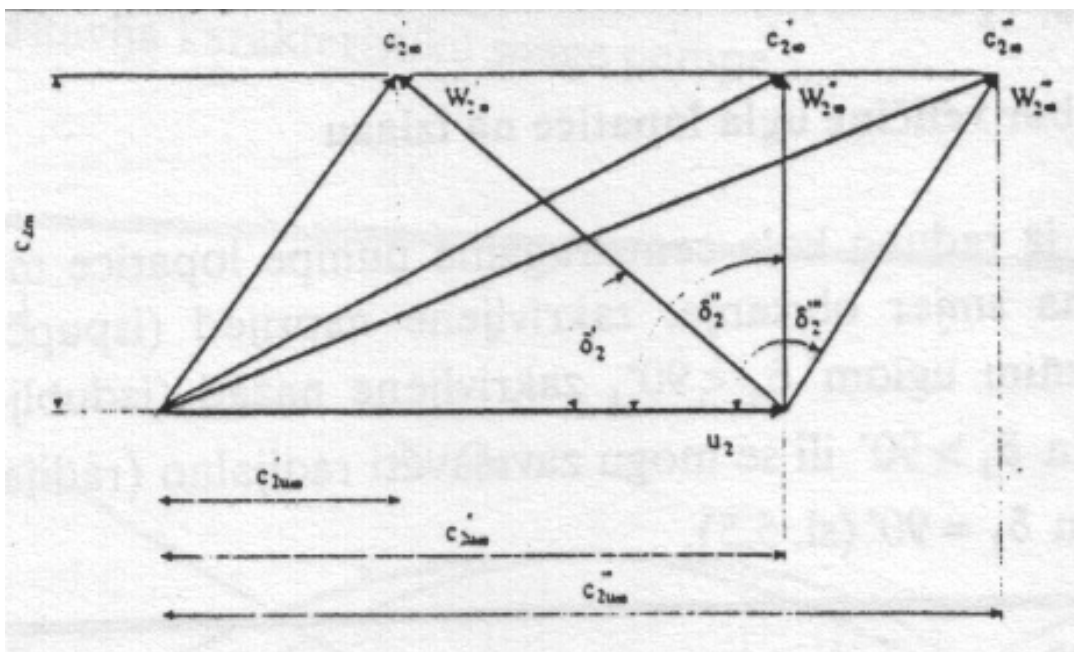
На излезот од работното коло на центрифугалната пумпа лопатките можат да бидат, во однос на насоката на вртење, закривени напред (испакнати лопатки) со излезен агол $\delta_2 < 90^\circ$, закривени назад (вдлабнати лопатки) со агол $\delta_2 > 90^\circ$ или можат да завршат радијално (радијални лопатки) со агол $\delta_2 = 90^\circ$. (слика 5.5)



Слика 5.5 Можни профили на лопатките на центрифугалните пумпи во функција од излезниот агол δ_2

Очигледно во сите три случаи меѓулопатните канали имаат различна форма: во првиот случај каналите кои имаат форма на дифузор, се најдолги и со самото тоа со најмал агол на ширење (слика 5.5a), во третиот случај тие се најкратки и со најголем агол на ширење (слика 5.5c), додека во вториот случај обликот на работниот канал се наоѓа помеѓу овие два случаи (слика 5.5b).

Од сликата 5.5 видливо е дека лопатките со излезен агол $\delta_2 < 90^\circ$ се најдолги, што значи дека губитоците на триење се најголеми, но поради малиот агол на ширење на каналот во насока на струењето на флуидот и формирањето на вртлогот е најмало, па струењето најдобро се прилагодува на обликот на каналот. Меѓутоа, кај лопатките со агол $\delta_2 > 90^\circ$ лопатките се најкратки. Со самото тоа губитоците на триење се најмали, но поради големиот агол на ширење на дифузорот на каналот постои ризик од појава на вртлог. При агол на лопатките $\delta_2 = 90^\circ$ струјните услови се на средина помеѓу овие два случаја.



Слика 5.6 Триаголници на брзините за различен агол на лопатките (δ_2)

На сликата 5.6 прикажани се триаголници на брзините на излезот од работното коло за сите три облици на лопатки. Од триаголниците на брзините очигледо е дека компонентата на апсолутната брзина (обемна) c_{2u} се зголемува со зголемување на аголот δ_2 . Според тоа согласно со Ојлеровата равенка, при зголемување на обемната компонента на апсолутната брзина c_{2u} се зголемува и отпорот на пумпата. Според ова, на прв поглед, се препорачува примена на лопатки со агол $\delta_2 > 90^\circ$. Меѓутоа, во праксата се применуваат решенија на работни кола на центрифугални пумпи со испупчени лопатки кои на излезот имаат $\delta_2 < 90^\circ$. Причините за ова се следните:

а) Помали хидроулични губитоци

Работните кола со агол на лопатки на излез $\delta_2 > 90^\circ$ имаат краток канал помеѓу лопатките и се со голем агол на ширење од влезот кон излезот. Хидроуличните губитоци во дифузорите со голем агол на ширење се големи, а последици се појава на вртлог и одлепување на флуидната струја. Според тоа хидроуличните губитоци во струјниот простор на колото во овој случај се поголеми отколку кај работните кола со лопатки со агол $\delta_2 < 90^\circ$.

б) Поголем степен на реакција на колото

При проаѓање низ работното коло се зголемува кинетичката и потенцијалната енергија на струењето на течноста. Прираст на равенката за кинетичка енергија или динамички отпор ($H_{k\text{din}}$) изнесува:

$$H_{\text{din}} = \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{c_{2u}^2}{2g} - \frac{c_{1u}^2}{2g} + \frac{c_{2m}^2}{2g} - \frac{c_{1m}^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(5.14)$$

Асолутните вредности на брзините c_{1m} и c_{2m} обично малку се разликуваат меѓу себе, па разликата на нивните квадрати може да се занемари во однос на разликата на квадратите на брзините c_{1u} и c_{2u} . Имајќи во предвид дека и обемот на компонента на апсолутната брзина c_{1u} може да се занемари поради радијалниот влез во колото ($c_{1u} \approx 0$) се добива:

$$H_{k\text{din}} = \frac{c_{2u}^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(5.15)$$

Прирастот на притисокот на течноста при нејзиниот проаѓање низ работното коло или потенцијален отпор ($H_{k\text{pot}}$) изнесува:

$$H_{k\text{pot}} = H_k - H_{k\text{din}} \quad \dots\dots\dots(5.16)$$

Односот помеѓу потенцијалниот отпор ($H_{k\text{pot}}$) и теоретскиот отпор (H_k) претставува степен на реакција на колото (Θ):

$$\Theta = \frac{H_k - H_{k\text{din}}}{H_k} = 1 - \frac{H_{k\text{din}}}{H_k} = 1 - \frac{c_{2u}^2}{2u_2} \quad \dots\dots\dots(5.17)$$

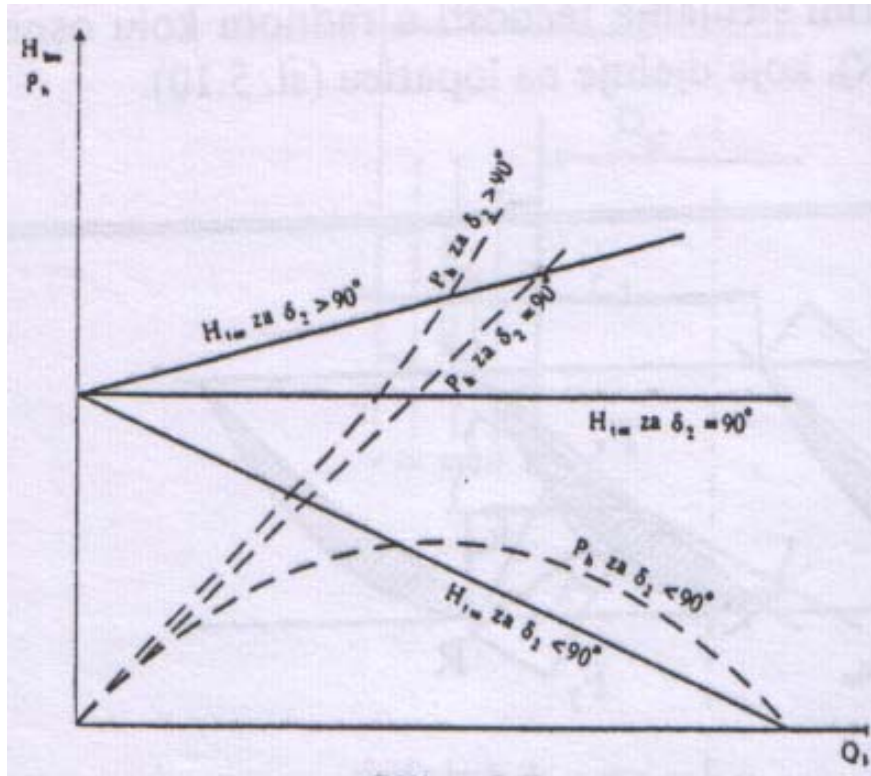
Спененот на реакцијата на работното коло на пумпата (Θ) го дефинира процентуалниот однос помеѓу делот од вкупната доведена единична енергија на колото која се трансформира во притисок на работниот флуид ($H_{k\text{pot}}$) и делот од енергијата кој се трансформира во кинетичка енергија на работниот флуид ($H_{k\text{din}}$) (добро проектираните центрифугални пумпи имаат степен на реакција: $\Theta=0.65-0.75$).

При бесконечен број на лопатки важи:

$$\Theta = 1 - \frac{c_{2u\infty}^2}{2u_2} \quad \dots\dots\dots(5.18)$$

Од равенката (5.17) очигледно е, дека колку е поголем аголот δ_2 , со самото тоа поголема е и брзината c_{2u} (слика 5.6) дотолку е помал степенот на реакција на работното коло. Според тоа, при поголем агол на лопатките на излезот ќе се зголеми и динамичкиот отпор на колото. Овој отпор треба да се трансформира во притисок во одводот на пумпата, што е исто така поврзано со додатни хидроулични губитоци. Според тоа, хидроуличните губитоци во одводот на пумпата, чие работно коло има вдлабнати лопатки, се осетно поголеми за разлика од пумпата со испакнати лопатки ($\delta_2 < 90^\circ$).

На сликата 5.7 претставени се теоретските карактеристики на отпорот на пумпата $H_{k\infty}(Q_k)$ при различни агли на лопатките на излезот (δ_2). Зависно од вредноста на аголот δ_2 се менува и косината на правата $H_{k\infty}-Q_k$, претставена со равенката 5.5. Имено, при $\delta_2 > 90^\circ$ и $\text{ctg } \delta_2 < 0$ теоретскиот отпор се зголемува со зголемување на протокот. Во случајот на $\delta_2 = 90^\circ$ и $\text{ctg } \delta_2 = 0$ отпорот не е во функција на протокот ($H_{k\infty} = \text{const}$).



Слика 5.7 Теоретска карактеристика на отпорот и моќноста на центрифугална пумпа за различни агли на лопатките на излез

При $\delta_2 < 90^\circ$ и $\text{ctg } \delta_2 > 0$ отпорот се намалува со зголемување на протокот. Според тоа, обликот на карактеристиката на отпорот на пумпата кој се добива при $\delta_2 \geq 90^\circ$ укажува на нестабилна работа на пумпата при промена на работниот режим ($Q \neq \text{const}$), бидејќи малите промени на протокот предизвикуваат значајни промени на отпорот на пумпата.

д) Несигурна работа на пумпниот агрегат

На сликата 5.7 прикажани се кривите $P_h(Q_k)$ за различни вредности на аголот δ_2 . Очигледно хидроуличната моќност $P_{\text{hoo}} = \rho g Q_k H_{\text{ко}}$, а со самото тоа и потребнат моќност на пумпата, за случај $\delta_2 < 90^\circ$ релативно малку се менува со промена на протокот. Ова поволно се одразува на работата на моторот. Имено, благодареејќи на фактот дека номиналната моќност на пумпата се менува релативно малку во релативно широк дијапазон на промена на протокот, моторот работи речиси во константен режим кој одговара на висок степен на полезно дејство. Обликот на карактеристиките на моќност на пумпата за случај на лопатки со $\delta_2 > 90^\circ$ укажува на тоа дека малите промени на протокот водат кон големи промени на моќност, а со самото тоа, и големи промени на степенот на полезно дејство на погонскиот мотор. Моторот во тој случај работи во променлив режим, кој отстапува од оптималниот. Освен тоа, на пример при голема промена на протокот, до кој може да се дојде во случај на хаварија на цевоводот на потис, нагло зголемување на моќноста на моторот (во тој случај) може да доведе до преоптоварување и хаварија во целиот систем.

Според тоа, може да се изведе заклучок дека во принцип треба да се оди на примена на работни кола на центрифугални пумпи со агол на лопатки $\delta_2 < 90^\circ$. Најчесто кај современите концепции на овие машини аголот на лопатките на излезот се движи во границите $\delta_2 = 16^\circ - 40^\circ$, а најчесто $\delta_2 = 20^\circ - 30^\circ$.

5.2 РАБОТНИ КАРАКТЕРИТИКИ НА АКСИЈАЛНА ПУМПА

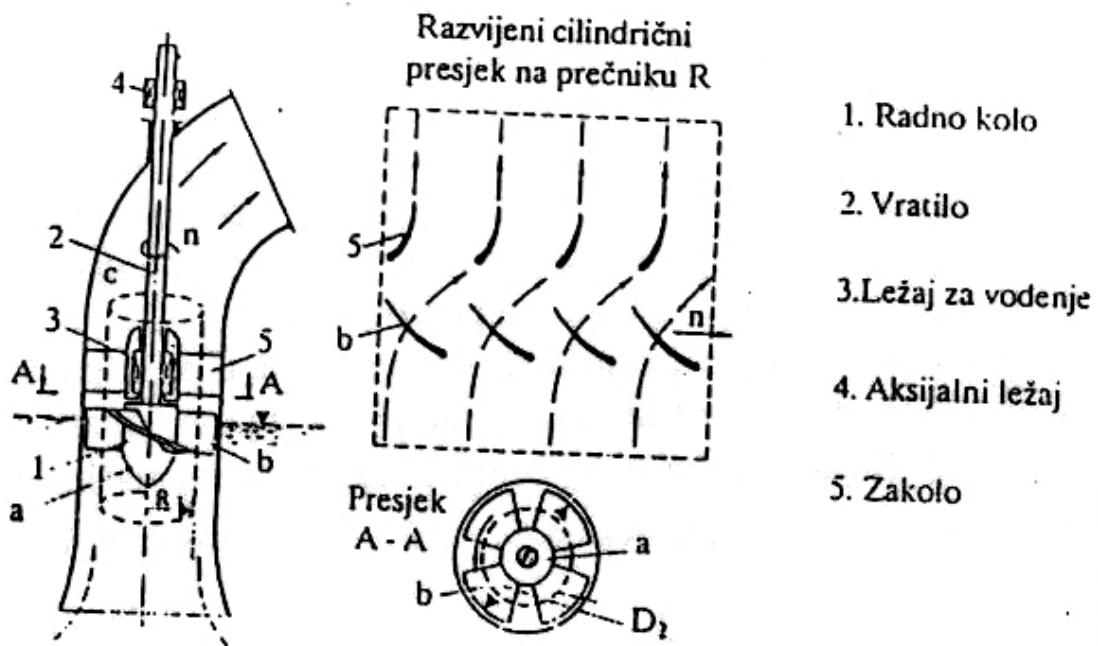
5.2.1 Методологија на профилирање на работните лопатки

Осовинските пумпи припаѓаат на турбопумпите кои се карактеризираат со мал отпор и голем проток. Во осната пумпа (слика 5.8) течноста струи по цилиндрите чија оска е истовремено и оска на ротирање.

Според тоа, радиусите на кои течноста влегува во работното коло и излегува од него, се еднакви по големина ($r_2=r_1$), па Ојлеровата равенка (3.37) поради $u_2=u_1$ има облик:

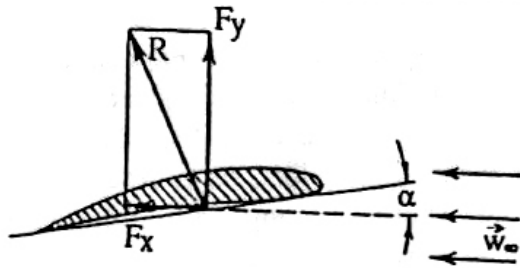
$$H_k = \frac{u}{g}(c_{2u} - c_{1u}) \quad \dots\dots(5.19)$$

Бројот на лопатките кај осната пумпа во споредба со центрифугалната е мал (околу 3 - 5), должината на меридијанската проекција на струјницата од влезот во колото до излезот од него, е исто така мала. Поради тоа деформацијата на струењето, поради конечниот број на лопатки е голема, па пресметката на осната пумпа на база, на претходно изложената теорија на струењето на принципот на хипотезата со бесконечен број на лопатки, применета на центрифугално работно коло со конечен број на лопатки, не дава точен резултат.



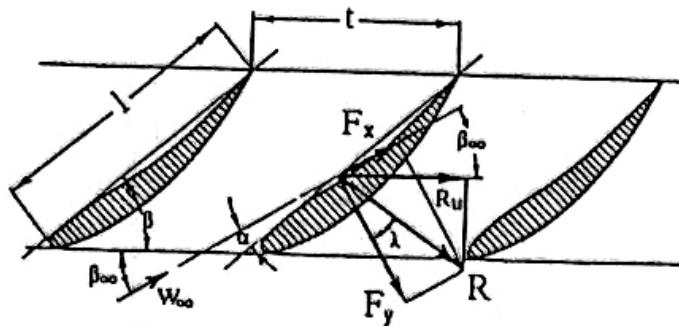
Слика 5.8 Шема на аксијална пумпа

Затоа лопатките на работното коло на аксијалната пумпа се пресметуваат како носечки аеродинамички профили (слика 5.9). Постапката за пресметката е следна: Се зема пресек на работното коло на осна пумпа со коаксијален цилиндар на произволно растојание r од оската на вртење (слика 5.8). Потоа се развива така добиениот периметар во рамнитата на цртежот и се добива бесконечен број на еднакви аеродинамички профили, распоредени во права рамнинска решетка на исто растојание, односно чекор t (слика 5.10).



Слика 5.9 Сили кои делуваат на осамен профил при опструјување со вискозен флуид

Врз база на податоците од експерименталните истражувања на обликот на тие профили во аеродинамична цевка во флуидна струја која по големина и правец одговара на релативната брзина на струење на течнота во работното коло на осната пумпа се одредува сила (R), која делува на лопатката (слика 5.10)



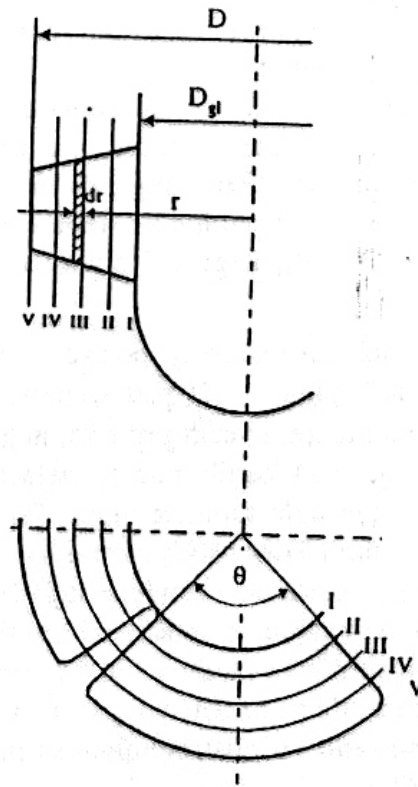
Слика 5.10 Дејствување на струењето врз профилот на работните лопатки на аксијалното коло

Ако таа сила се проектира на преносниот (обмен) правец и се помножи со обменната брзина u , се добива моќноста која се предава на струењето на течнота во работното коло на пумпата (хидраулична моќност). Врз основа на хидрауличната моќност (P_h) може да се одреди теоретскиот отпор на колото (H_k) според равенката:

$$P_h = \rho g Q_k H_k \quad \dots\dots(5.20)$$

5.2.2 Основна равенка за пресметување на теоретскиот отпор на колото

На сликата 5.10 прикажани се силите кои делуваат на лопатката на работното коло на осната пумпа. Нека од работното коло се отсеке елемент од лопатката по два коаксијални цилиндрични пресеци со радиуси r и $r+dr$ (сл. 5.11)



Слика 5.11 Пресек на лопатките на работното коло на аксијалната пумпа

Плоштината на тој елемент на лопатката е: $A=l dr$
 каде што: l -должина на профилот (слика 5.10).

На тој елемент од лопатката делува сила R :

$$R = \frac{F_y}{\cos \lambda} = k C_y \rho \frac{w_\infty^2}{2} \frac{l dr}{\cos \lambda} \quad \dots\dots(5.21)$$

каде што:

R -резултантна сила која делува на профилот во решетката

$F_y = k C_y \rho w_\infty^2 / 2 A$ - компонента на силата R нормална на правецот на струењето

$F_x = k C_x \rho w_\infty^2 / 2 A$ - компонента на силата R во правец на струењето.

A - површина на крилото која ја претставува најголемата проекција на крилото

w_∞ - брзина на струењето во бесконечност

C_x, C_y - коефициенти на силите X и Y .

λ - агол помеѓу Y и R ($\text{tg} \lambda = C_x / k C_y$).

k - коефициент кој го зема во предвид взаемното влијание на профилот и решетката.

Ако силата R која делува на елементот на лопатката се проектира на површинскиот правец, се добива агол помеѓу овие две сили и површинскиот правец кој има вредност $< (90 - \beta_\infty - \lambda)$. Според тоа површинската компонента на силата R_u е:

$$R_u = R \cos(90 - \beta_\infty - \lambda) = R \sin(\beta_\infty + \lambda) \quad \dots\dots(5.22)$$

Производ на силата R_u , и патот кој ќе го помине елементот на лопатката за една секунда т.е параметарската брзина u , и бројот на лопатки z , се добива моќноста која се предава на течноста на набљудуваниот елемент од работното коло:

$$dP_h = R_u u z \quad \dots\dots(5.23)$$

Од друга страна оваа моќноста според равенката (5.20) е еднаква на:

$$dP_h = \rho g d Q H_k \quad \dots\dots(5.24)$$

каде што:

dQ - проток, кој проаѓа низ елементарен прстен на работното коло.

Површината на овој прстен е еднаква на $z t dR$ (t -чекор на решетката). Во врска со ова:

$$dQ = c_m z t dR \quad \dots\dots(5.25)$$

каде што: c_m - меридијанска компонента на апсолутната брзина.

Со изедначување на десните страни во равенките (5.23) и (5.24) се добива вредност за теоретскиот отпор H_k :

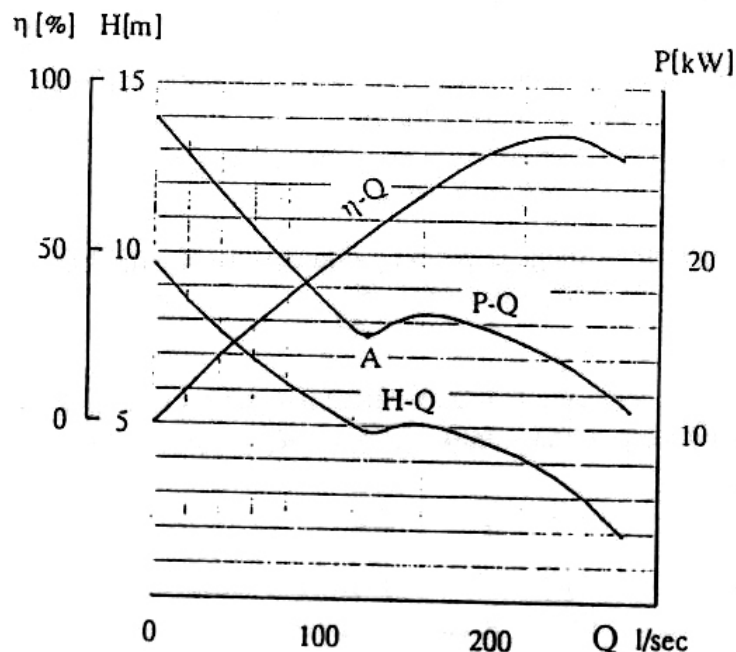
$$H_k = \frac{R_u u z}{\rho g d Q} = \frac{k C_y \rho \frac{w_\infty^2}{2} \frac{l dr}{\cos \lambda} \sin(\beta_\infty + \lambda) u z}{\rho g c_m z t d R} \quad \dots\dots(5.26)$$

и конечно:

$$H_k = \frac{k C_y l u}{2 g t c_m} w_\infty^2 \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda} \quad \dots\dots(5.27)$$

5.2.3 Моделски работни карактеристики на аксијалната пумпа

На сликата 5.12 се прикажани типични моделски работни карактеристики на осната пумпа. Отпорот е максимален при проток $Q=0$. Во област на мали протоци (Q) отпорот (H), со зголемување на протокот нагло опаѓа па кривата $H-Q$ има превојна точка A . Максималната големина на отпорот (повеќе од два пати), ја преоѓа вредноста на отпорот при најголема вредност на степенот на полезно дејство.



Слика 5.12 Моделски работни карактеристики на осовинските пумпи

За разлика од центрифугалните пумпи моќноста на осовинските пумпи опаѓа со зголемување на протокот, па карактеристиката на моќноста $P(Q)$ има максимум при проток $Q=0$. Тоа се објаснува со фактот дека струјниците при мали отпори во колото на осната пумпа, на различни радиуси се различни, поради што

се јавува секундарно струење во колото, за кое се троши значителна моќност. Потребната моќност за режим $Q=0$ често е поголема повеќе од два пати од моќноста при максимален степен на полезно дејство.

Потребата за поголема моќност на моторот во празен од го отежнува стартувањето на пумпата од ваков вид. Поради тоа, за да се избегне прегрејување на моторот на стартот, стартот на осната пумпа не треба да се изведува при затворен вентил ($Q=0$), туку при отворен ($Q=Q_{\max}$) на кој одговара $P=P_{\min}$. (сл. 5.12)

Додатните губитоци на моќноста, поради појава на секундарно струење, условуваат кај осовинските пумпи побрз пад на степенот на искористеност од точката на максимум во страната на помали и поголеми протоци, отколку кај центрифугалните пумпи. Поради тоа кај осовинските пумпи областа на оптималните работни режими при константен агол на лопатките е мала. Тој недостаток може да се избегне со примена на работни кола на осовински пумпи со можност на измена на влезниот агол на работните лопатки. Промената на аголот на лопатките значително влијае на карактеристиката на пумпата со мало намалување на оптималниот степен на полезно дејство. На тој начин примената на осовинските пумпи со обратни работни лопатки дава можност да се прошири дијапазонот на работни режими, во кои тие економично работат и во системи со променливи работни параметри H и Q .

6. ЕКСПЛОАТАЦИОНИ СВОЈСТВА НА ТУРБОПУМПИТЕ

6.1 ЗАКОНИ ЗА СЛИЧНОСТ И ЗАКОНИ ЗА ПРОПОРЦИОНАЛНОСТ

Теоријата на сличност широко се применува, не само при експериментални испитувања во хидроуликата, туку и при проектирање и изработка на пумпите. Сложеноста на работниот процес на пумпата не дава можност за точна пресметка на пумпата. Освен тоа, теоријата на центрифугалните пумпи дава можност за пресметка на само еден и тоа оптимален работен режим. Според тоа, по аритметички пат може да се добие само една точка на работната карактеристика на проектираната пумпа а и таа е приближна.

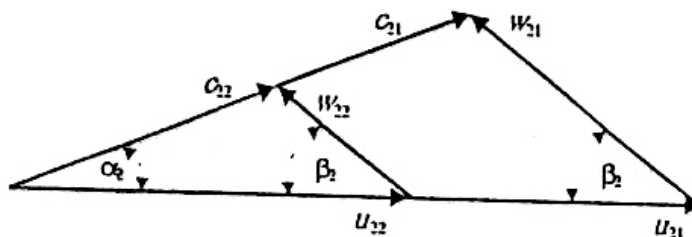
Теоријата на сличност, меѓутоа, дава можност со голема точност да се пресмета работната карактеристика на проектираната пумпа, ако е позната и карактеристиката на пумпата, која е геометриски слична на таа пумпа. Во досегашната теорија и пракса се разработени бројни пумпи со најразлични големини и со високи техно-економски параметри. Помеѓу нив скоро секогаш е можно да се најде пумпа геометриски слична на проектираната и, користејќи се со законите на сличност, да се пресметаат нејзината големина и карактеристика. Поради тоа што пумпата е испроектирана се вршат додатни истражувања и тоа обично со различни варијанти на пумпи. Посебно пошироки експериментални испитувања треба да се вршат кај проектирање на поголеми пумпи, кај кои се поостри побарувањата во поглед на нивните техничко-технолошки параметри.

Поради поедноставување на експериментот истиот се врши на поефтин модел со значајно помали димензии од реалната машина.

Теоријата на сличност, дава можност врз база на истражувањата на модел на проектирана пумпа и пресметување на експерименталните резултати по законот за сличност, да се дефинираат параметрите на идната пумпа. Ваквиот метод на експеримент ја олеснува и поефтинува постапката за оптимизација на пумпата. Освен тоа, законите за сличност даваат можност да испитувањето на пумпата при одреден број на вртежи се искористи за целиот вртежен опсег. Сето ова го олеснува испитувањето на пумпата.

Во теоријата и праксата на турбопумпите од посебно значење се законите на геометриска сличност на струјниот простор на работните елементи на пумпата и законите за кинематска сличност на работните режими.

Геометриската сличност на работните елементи на двете пумпи подразбира пропорционалност на соодветните големини на нивниот струен простор, а кинематската сличност на работните режими подразбира ист правец и пропорционалност на интензитетот на векторот на брзината во соодветните точки на струјниот простор. Режимите на работа на две геометриски слични пумпи се слични, ако во соодветните точки на струјницата агловите α и β (слика 6.1) помеѓу правците на векторите на апсолутната односно релативната брзина и плоштинскиот правец се еднакви, а интензитетите на апсолутната и површинската брзина се пропорционални.



Слика 6.1 Сличност на триаголникот на брзини при кинематски слични режими

Според тоа земајќи во обзир дека работниот режим на пумпата дефиниран со триаголникот на брзини на влез и излез од работното коло, за да двата режима на пумпата бидат слични треба соодветните триаголници на брзини да се совпаѓаат.

Од условот за совпаѓање на триаголниците на брзини на влезот и излезот од работното коло за два слични режими можат да се изведат следните законитости:

1. Интензитетите на векторите на соодветните брзини на струењето на влезот и излезот од работното коло се пропорционални т.е:

$$\frac{c_{11}}{c_{12}} = \frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{w_{11}}{w_{12}} = \frac{c_{21}}{c_{22}} = \dots \quad \text{.....(6.1)}$$

2. Соодветните агли на триаголникот на брзини на влезот и излезот од работното коло се исти за двата работни режима:

$$\alpha_{11} = \alpha_{12}; \quad \alpha_{21} = \alpha_{22}; \quad \beta_{11} = \beta_{12}; \quad \beta_{21} = \beta_{22} \quad \text{.....(6.2)}$$

Согласно (6.1) и (6.2) се изведуваат кинематските услови за сличност на работните режими на една иста пумпа. Земајќи во предвид дека работните режими во конкретен случај можат да се дефинираат со два основни параметри, протокот Q и брзината на вртење n, важат следните релации:

$$\frac{c_{11}}{c_{12}} = \frac{Q_1}{d_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \psi_1} \cdot \frac{d_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \psi_1}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad \text{.....(6.3)}$$

$$\frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \cdot \frac{60}{d_1 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{.....(6.4)}$$

односно:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \text{ бидејќи } \frac{c_{11}}{c_{12}} = \frac{u_{11}}{u_{12}}$$

Од претходната релација се добива услов за кинематска сличност на двата режима на истата пумпа:

$$\frac{Q}{n} = const \quad \text{.....(6.5)}$$

Типот на турбопумпата го определува геометријата на нејзиниот струен процтор, а во основа геометријата на работното коло. Двете пумпи припаѓаат на ист тип ако геометрискиот струен простор им е ист т.е ако се задоволени следните услови:

1. Односот на соодветните димензии на струјниот простор на работното коло е константен:

$$\frac{d_{11}}{d_{12}} = \frac{d_{21}}{d_{22}} = \frac{b_{11}}{b_{12}} = \frac{b_{21}}{b_{22}} = \dots \quad \text{.....(6.6)}$$

2. Соодветните агли на лопатките на влезот и излезот од работното коло се еднакви:

$$\alpha_{11} = \alpha_{12}; \quad \alpha_{21} = \alpha_{22}; \quad \beta_{11} = \beta_{12}; \quad \beta_{21} = \beta_{22} \quad \dots\dots\dots(6.7)$$

Во случајот на две различни пумпи (“1” и “2”) со геометриски слични струјни простори, но на пример со различни дијаметри на работното коло на излезот ($d_1; d_2$), со различни протоци ($Q_1; Q_2$), и со различни брзини на вртење ($n_1; n_2$), условот за кинематска сличност на нивните работни режими согласно со (6.1) и (6.2) ќе биде:

$$\frac{c_{11}}{c_{12}} = \frac{Q_1}{d_1 \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{d_2 \cdot \pi \cdot b_2}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad \dots\dots\dots(6.8)$$

$$\frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \cdot \frac{60}{d_2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{n_1}{n_2} \quad \dots\dots\dots(6.9)$$

Имајќи го во предвид условот (6.1) се добива:

$$\frac{Q_1}{Q_2} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 = \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{n_1}{n_2}, \text{ бидејќи } \frac{Q_1}{n_1 \cdot d_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 \cdot d_2^3}$$

или во општ облик:

$$\frac{Q}{n \cdot d^3} = const \quad \dots\dots\dots(6.10)$$

Изразот (6.10) претставува услов за кинематска сличност на работни режими на две пумпи.

Доколку кај турбопумпите може да се менува геометријата на струјниот простор (промена на аголот на работните лопатки кај осовинските пумпи) тогаш односот (6.10) важи за истите агли на лопатките кај различни пумпи.

Во претходната анализа на условите на кинематската сличност на работните режими не е земен предвид еден важен работен параметар, отпорот на пумпата. За да го земеме предвид и него, треба да се анализираат и енергетските аспекти.

За произволен режим на работа на пумпата, дефиниран со параметрите n_1 , Q_1 , d_1 важи Ојлеровата равенка:

$$H_A = \frac{1}{g} (u_{21} \cdot c_{21} \cdot \cos \alpha_{21} - u_{11} \cdot c_{11} \cdot \cos \alpha_{11}) \cdot \eta_{h1} \quad \dots\dots\dots(6.11)$$

Нека параметрите се променат на n_2 , Q_2 , d_2 (за ист тип на пумпа), но да се сочува сличност на работните режими. За новите параметри Ојлеровата равенка ќе има облик:

$$H_2 = \frac{1}{g} (u_{22} \cdot c_{22} \cdot \cos \alpha_{22} - u_{12} \cdot c_{12} \cdot \cos \alpha_{12}) \cdot \eta_{h2} \quad \dots\dots\dots(6.12)$$

Бидејќи кинематските режими се слични, а пумпите се од ист тип, задоволени се условите:

$$\alpha_{22} = \alpha_{21}; \quad \alpha_{12} = \alpha_{11};$$

$$\frac{u_{22}}{u_{21}} = \frac{c_{22}}{c_{21}} = \frac{u_{12}}{u_{11}} = \frac{c_{12}}{c_{11}} = \frac{n_2 \cdot d_2}{n_1 \cdot d_1} \quad \dots\dots\dots(6.13)$$

Имајќи ги во предвид претходните релации равенката (6.12) преминува во:

$$H_2 = \frac{1}{g} \cdot \frac{n_2 \cdot d_2}{n_1 \cdot d_1} \cdot (u_{21} \cdot c_{21} \cdot \cos \alpha_{21} - u_{11} \cdot c_{11} \cdot \cos \alpha_{11}) \cdot \eta_{h2} \quad \dots\dots\dots(6.14)$$

Под претпоставка дека $\eta_{h1} = \eta_{h2}$ се добива:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1 \cdot d_1}{n_2 \cdot d_2} \right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \quad \text{.....(6.15)}$$

Ако се претпостави дека пумпите во слични работни режими имаат исти вкупни степени на искористеност ($\eta_1 = \eta_2$), а имајќи предвид (6.10), може да се добие и однос помеѓу соодветни вредности на моќноста на пумпите при тие режими ($P_1; P_2$) и тоа:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^5 \quad \text{.....(6.16)}$$

Ако законите за сличност се анализираат за една иста пумпа ($d_1 = d_2$), која работи со различни брзини на вртење, се добиваат законите за пропорционалност на два режима за истата пумпа, при различни брзини на вртење во облик:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right); \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad \text{.....(6.17)}$$

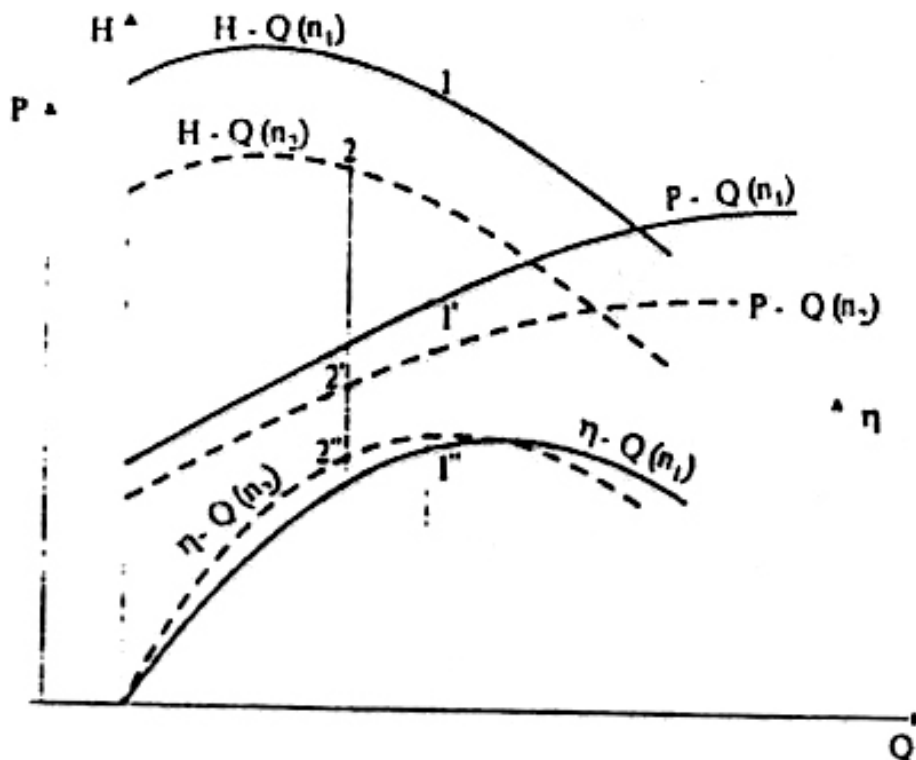
6.2 ПРЕСМЕТУВАЊЕ НА РАБОТНИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ТУРБОПУМПИТЕ ПРИ ДРУГА БРЗИНА НА ВРТЕЊЕ

Во пракса чест е случајот да се поседуваат моделските работни карактеристики $H(Q)$, $P(Q)$, $\eta(Q)$, на одредена пумпа за брзина на вртење n_1 (min^{-1}), а на располагање да е мотор кој има брзина на вртење n_2 различна од n_1 . За да се даде суд за експлоатациони својства на пумпите треба да се знаат нејзините работни карактеристики при брзини на вртење n_2 , со која таа всушност ќе работи. Овие карактеристики можат да се добијат со пресметување на моделски карактеристики на новата брзина на вртење n_2 . За пресметување се користат законите на пропорционалност (6.17)

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right); \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

Врз база на овие релации следи:

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_1}{n_2} \right); \quad H_2 = H_1 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad P_2 = P_1 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad \text{.....(6.18)}$$



Слика 6.2 Пресметување на карактеристиките на пумпите на друга брзина на вртење

Ако се земе произволна точка 1 (слика 6.2) на карактеристиката на отпорот на пумпата $H_1(Q)$ (која важи за брзина на вртење n_1) и ако се вметне вредност на нејзината координата (H_1, Q_1) во (6.18) ќе се добијат координатните точки 2 на кривата $H_2(Q)$ која одговара на новата брзина на вртење n_2 .

Истата постапка треба да се повтори со уште неколку работни точки на кривата $H_1(Q)$ и така работните точки, кои одговараат на карактеристиката на отпорот $H_2(Q)$, при брзини на вртење n_2 .

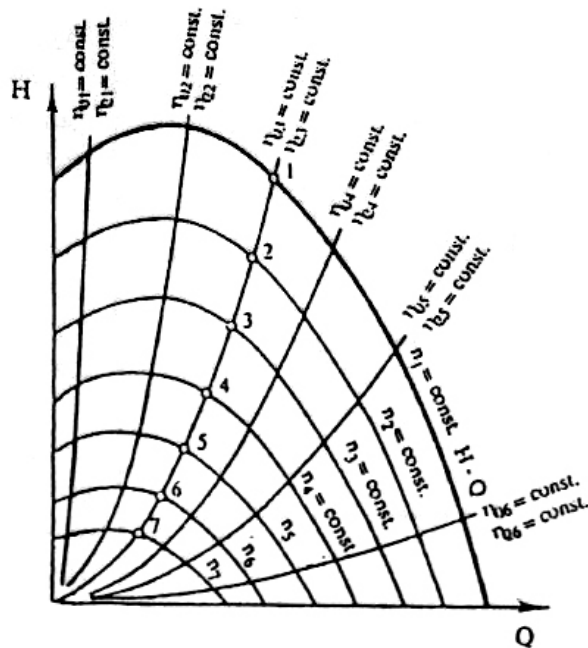
За пресметување на кривата на степенот на полезно дејство на втора брзина на вртење се поаѓа од претпоставката дека во прва апроксимација степенот на полезно дејство е ист за слични режими на пумпата ($\eta_1 \approx \eta_2$). На тој начин се добива карактеристика на степенот на искористеност $\eta(Q)$, за брзина на вртење n_2 .

Карактеристиката на моќност $P(Q)$, се пресметува или со помош на законот за сличност, аналогно на кривата $H(Q)$, или моќноста, при брзина на вртење n_2 , се пресметува според релацијата:

$$P_2 = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_2 \cdot H_2}{\eta_2}$$

и се црта кривата $P(Q)$, врз база на вредностите на параметрите H_2, Q_2 , и η_2 за брзина на вртење n_2 , одчитани од кривите $H_2(Q)$, и $\eta_2(Q)$, за неколку работни точки.

Од посебен практичен интерес е да се најде геометриско место на точките на режимот во координатите $H-Q$, кои се слични на режимот на кој одговара точката 1 (слика 6.3)



Слика 6.3 Криви на слични режими на работа

За таа цел координатите на точката 1 (Q_1, H_1) треба да се заменат во равенките (6.17) и на тој начин за различни брзини на вртење n се одреди соодветниот отпор и проток. Како резултат ќе добиеме низа на точки: 2, 3, Геометриското место на овие точки претставува крива на слични режими на работа на пумпата.

Лесно е да се докаже дека оваа крива претставува квадратна парабола со темето во координатниот почеток. Имено, ако се трансформира изразот (6.17) така да односот n_1/n_2 се замени со односот Q_1/Q_2 се добива:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} \Rightarrow \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H}{Q^2} = k = const \quad \text{.....(6.19)}$$

На тој начин, за произволен работен режим, сличен на режимот кој одговара на точката 1, кој лежи на кривата на сличните режими, односот H/Q^2 е константен. Според тоа, кривите на сличните режими на работа на пумпата или кривите на сличности имаат аналитичен израз (слика 6.3):

$$H = kQ^2 \quad \text{.....(6.20)}$$

За слични режими на работа се поаѓа од претпоставката дека со доволна точност може да се смета дека хидоуличните и волуменските степени на искористеност на пумпата во нив се приближно исти. Според тоа, кривата на сличности е истовремено и крива на исти парцијални степени на искористеност η_h и η_Q .

Механичкиот степен на полезно дејство на пумпата во слични режими на нејзина работа не е ист. Имено, тој опаѓа со намалувањето на брзината на вртење, што значи дека и вкупниот степен на полезно дејство на пумпата се смалува во ист однос. Меѓутоа, со приближна точност може да се смета дека параболите на сличните режими се истовремено и параболи на исти вкупни степени на искористеност на пумпите, бидејќи експериментот покажа дека во областа одалечена од максимумот, кривите на исти степени на искористеност на пумпата се доволно блиски на параболите на сличните режими на работа на пумпата.

6.3 УНИВЕРЗАЛНА КАРАКТЕРИСТИКА

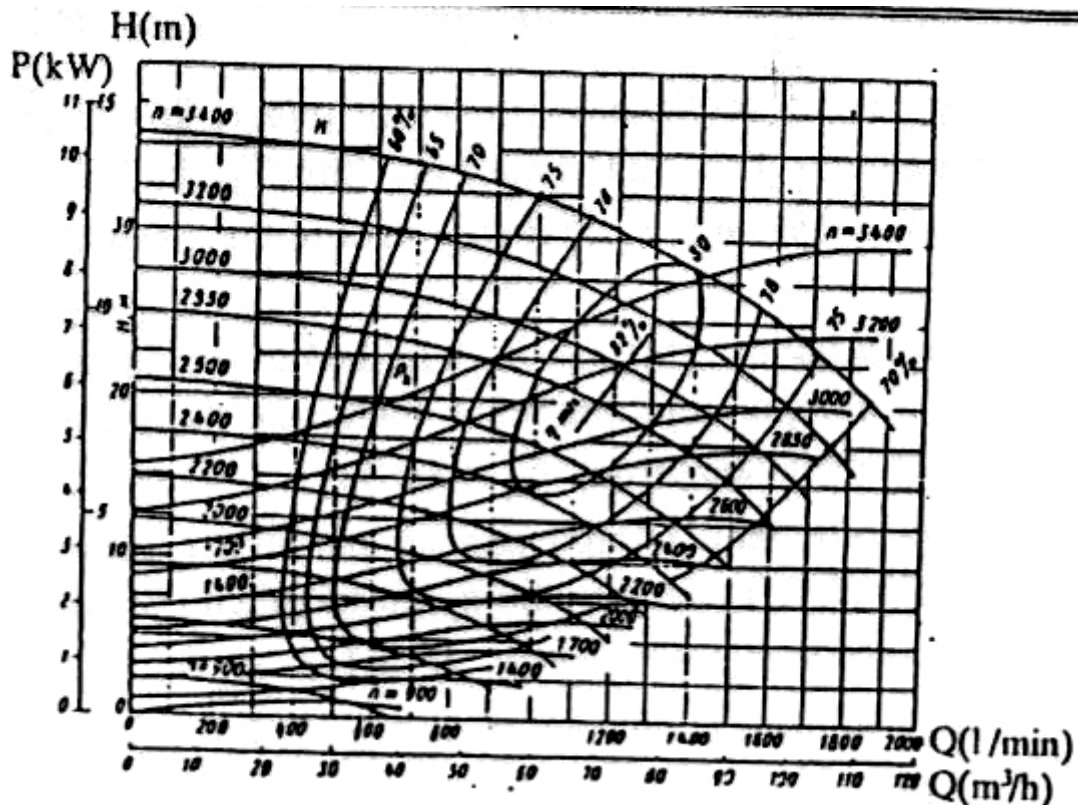
6.3.1 Универзална карактеристика на центрифугална пумпа

Брзината на вртење на пумпата е одредена со брзината на вртење на погонската машина. Обично, во реални услови, таков погон е електромотор.

Брзината на вртење на електромоторот може да биде различна. Електроиндустријата ги освои асинхроните мотори со брзини на вртење: 2900, 1450, 970, 730, 580, 480, 360 и 290 вртежи во минута. Затоа, една иста пумпа, може да има различни брзини на вртење во зависност од типот на моторот.

За да се добијат информации за експлоатационите својства на пумпите, придвижувани од електромотори со различни брзини на вртење, не е доволно да се познаваат работни карактеристики кои одговараат на само една брзина на вртење кои се од погонска гледна точка, можни. Користењето на карактеристиката на пумпата за поединечни брзини на вртење, графички претставени парцијално, не е практично. Поради тоа при експлоатациони пресметки, на ист график се претставуваат парцијалните работни карактеристики на пумпата за целото подрачје на можните брзини на вртење. Таков график претставува универзална карактеристика на пумпата.

Универзалната карактеристика се добива од парцијалната за различни вредности n . За таа цел карактеристиките на отпорот и моќноста, кои одговараат на различни брзини на вртење на пумпата, се прикажуваат на еден график. Наместо кривите на степенот на полезно дејство $\eta(Q)$ (за одредено n) во полето $H-Q$, универзалните карактеристики се прикажуваат со линии на исти степени на искористеност. На сликата 6.4 е прикажан типичен пример на универзална карактеристика на центрифугална пумпа.



Слика 6.4 Универзална карактеристика на центрифугална пумпа

Степенот на полезно дејство за произволен работен режим треба да се најде со интерполација помеѓу соседните криви $\eta = \text{const}$.

Според тоа, универзалната карактеристика дава специфични информации за експлоатационите својства на пумпата, при било кој проток, за сите реално можни брзини на вртење на пумпата.

6.3.2 Универзална карактеристика на осна пумпа

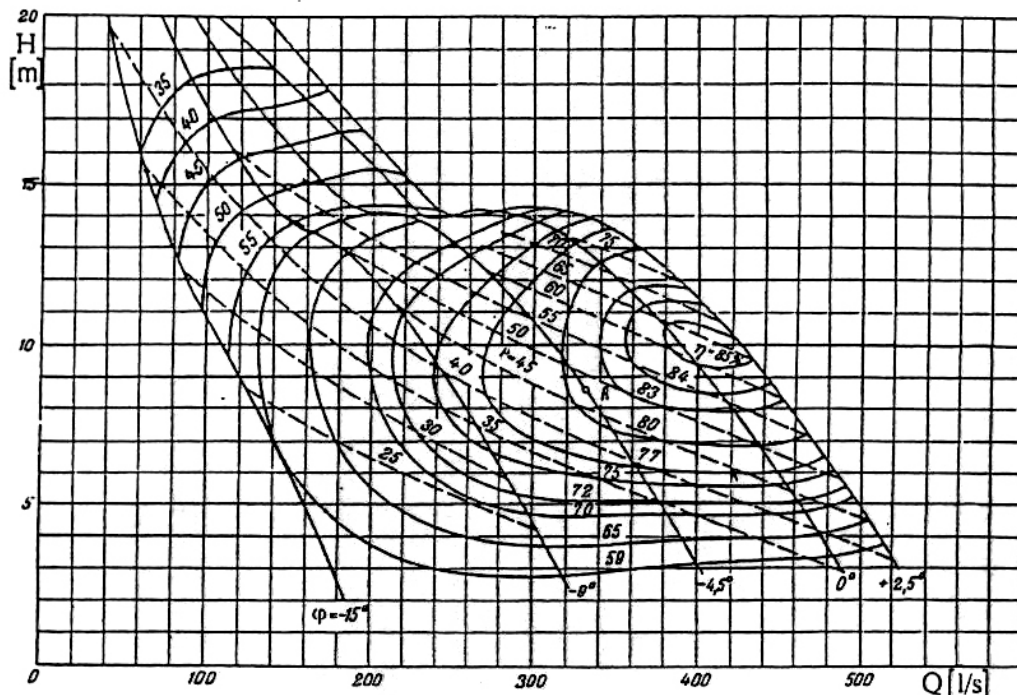
Ако се прикажат на еден график работните карактеристики при различни агли на работните лопатки ќе се добие универзална карактеристика на осна пумпа за одредена брзина на вртење (слика 6.5).

На универзалната карактеристика се прикажуваат карактеристиките на отпорот $H-Q$, за низа на агли на работните лопатки φ , потоа кривите за константиот степен на полезно дејство и кривите за константната моќност. Линиите на исти степени на искористеност и моќност се прикажуваат во координатниот систем $H-Q$. Аглите на работните лопатки се отчитуваат од пресметаниот агол означен со $\varphi=0$, во насока $(+\varphi)$ и $(-\varphi)$.

За да се одредат сите параметри на произволниот работен режим на осната пумпа потребно е за зададени параметри (H, Q) , да се најде соодветна работна точка во полето $H-Q$, па потоа со интерполација да се пресметаат и останатите параметри (моќноста, степенот на полезно дејство и аголот на работната лопатка).

6.4 СПЕЦИФИЧЕН БРОЈ НА ВРТЕЊА И ТИПИЗАЦИЈА НА ПУМПИТЕ

На погонската ефикасност на пумпата, во секој конкретен случај, најголемо влијание има правилниот избор на соодветен тип на работното коло. Поради тоа, при проектирање на пумпниот агрегат, за зададени вредности на протокот и отпорот, мора да се посвети посебно внимание на изборот на типот на пумпата.



Слика 6.5 Универзална к-ка на аксијална пумпа со лопатки кои се подесуваат

Пумпите од различен вид можат да се изведат и во различни димензии и да работат во широк дијапазон на промена на работните параметри: брзина на вртење, проток, моќност и отпор. За да можат да се класифицираат пумпите од даден тип неопходни се споредувачките параметри, изведени за дадени стандардни услови, на пример проток Q или моќност P .

Во теоријата и праксата се користат и неколку споредни коефициенти за карактеризација на типот на машината, односно за карактеризација на нејзините експлоатациони својства (единица мерка на коефициентот е 1) и тоа:

- коефициент на проток φ
- коефициент на отпор ψ
- коефициент на моќност λ
- коефициент на брзоодност σ

Во оваа прилика ќе се коментира најважниот.

Коефициентот на протокот се дефинира како однос на меридијанската компонента на апсолутната брзина на излезот од работното коло c_{2m} и параметарската брзина на работното коло на надворешниот дијаметар u_2 т.е:

$$\varphi = \frac{c_{2m}}{u_2} = \frac{Q}{A_2 u_2} \quad \dots\dots(6.21)$$

каде $A_2 = d_2 \pi / 4$

Коефициентите на отпорот, моќноста и брзоодноста се дефинираат со односите:

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} = \frac{2Y}{u_2^2}; \quad \lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}; \quad \sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad \dots\dots(6.22)$$

Покрај наведените коефициенти во теоријата на пумпите се користи и уште еден важен параметер, со димензија (min^{-1}) кој се нарекува специфичен број на вртење n_q или во стариот систем специфичен број на вртење.

Специфичниот број на вртења се дефинира како брзина на вртење на геометриски слична пумпа, која има такви димензии што при отпор $H_q = 1\text{m}$ на столбот на течнота, дава проток $Q_q = 1\text{m}^3/\text{s}$.

Нека за одредена пумпа се познати параметрите за оптимален режим на работа (H, Q, n, D). Треба да се одреди нејзината специфична брзина на вртење (n_q) на која и одговараат параметрите: $H_q = 1\text{m}$, $Q_q = 1\text{m}^3/\text{s}$, d_q . Согласно со законите за сличност за овие два режими (6.10) и (6.15) во овој случј ќе важат релациите:

$$\frac{H}{H_q} = \left(\frac{n}{n_q} \right) \left(\frac{d}{d_q} \right)^2 \quad \dots\dots(6.23)$$

односно:

$$\frac{Q}{Q_q} = \left(\frac{n}{n_q} \right) \left(\frac{d}{d_q} \right)^3 \quad \dots\dots(6.24)$$

За да се елиминира радиусот на работното коло, треба првата равенка да се подигне на трет степен, а втората на квадрат, а потоа да се поделат втората и првата. Како резултат ќе се добие:

$$Q^2 = \left(\frac{n}{n_q}\right)^2 \left(\frac{d}{d_q}\right)^6; \quad H^3 = \left(\frac{n}{n_q}\right)^6 \left(\frac{d}{d_q}\right)^6 \quad \dots\dots\dots(6.25)$$

односно:

$$\frac{Q^2}{H^3} = \left(\frac{n_q}{n}\right)^4 \quad \dots\dots\dots(6.26)$$

и конечно:

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \dots\dots\dots(6.27)$$

Во равенката (6.27): $Q(\text{m}^3/\text{s})$; $n(\text{min}^{-1})$; $H(\text{m})$. Ако се помине на SI системот каде што $n(\text{s}^{-1})$ и наместо отпорот (H) во равенката се воведе работа $Y=gH(\text{J/kg})$ и се добива:

$$n_q = 9,81^{3/4} \cdot 60 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} = 333 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad \dots\dots\dots(6.28)$$

Специфичната брзина на вртење може да се изрази и со помош на коефициентот на брзоодност како:

$$n_q = 157,8 \cdot \sigma \quad \dots\dots\dots(6.29)$$

Ако наместо отпорот H во равенката се воведе работа $Y=gH$ се добива следната релација:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = 2,11 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad \dots\dots\dots(6.30)$$

Овој израз е без димензија и коефициентот на брзоодност не зависи од дијаметарот на работното коло.

Специфичната брзина на вртење n_q може да се изрази и преку моќноста и тогаш го добива следниот облик:

$$n_s = n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad \dots\dots\dots(6.31)$$

Каде што P -моќност на пумпата во KS, а како единица за моќност во SI системот е kW, изразот за n_s се добива облик ($1\text{kW}=1.36\text{KS}$):

$$n_s = 1,166 \cdot n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad \dots\dots\dots(6.32)$$

Параметарот n_s може да се изрази и во функција на протокот и отпорот во кој случај има вредност:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot n_q \quad \dots\dots(6.33)$$

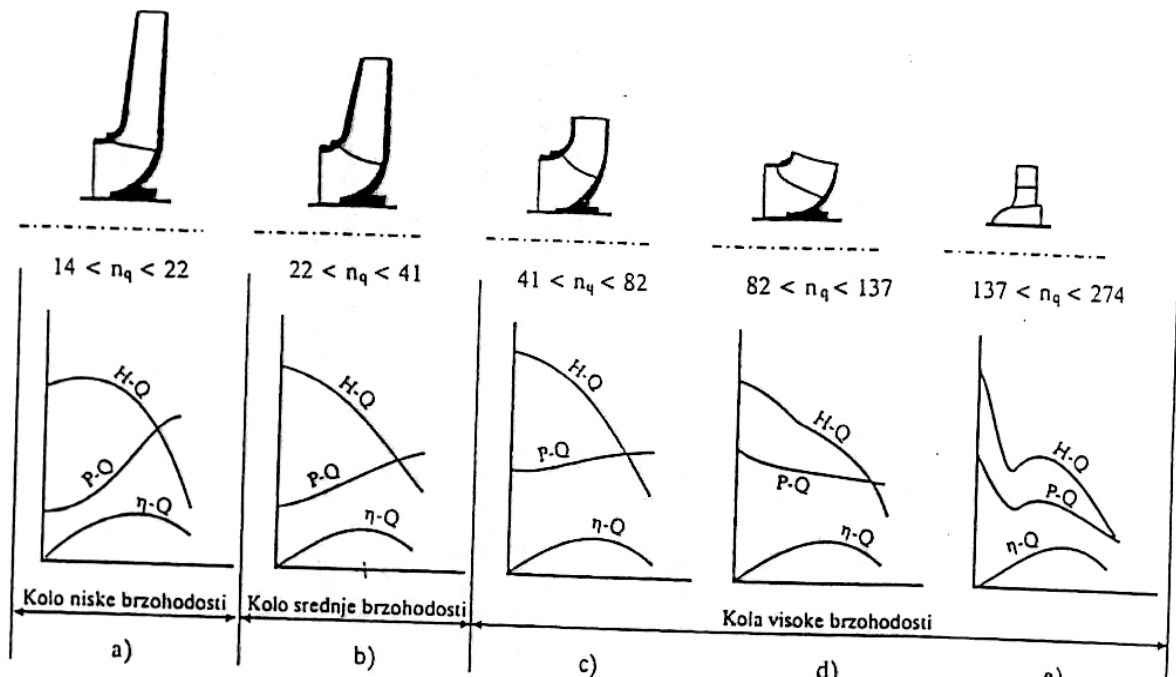
Специфичната брзина на вртење (n_q) е важен параметар кој се користи при одредување на типот на работното коло на пумпата. Поради тоа таа претставува еден од основните обележја на типот на пумпата.

Универзалноста на овој параметар се состои во тоа што тој истовремено зема во предвид три основни работни параметри на пумпата: брзина на вртење (n), проток (Q) и отпор (H), кои се доволни за дефинирање на типот на пумпата, независно од типот на работниот флуид.

Секоја серија на геометриски слични пумпи има своја специфична брзина на вртење (n_q). Во овој факт лежи и практичното значење на познавањето на овој параметар при проектирањето и експлоатацијата на пумпните единици, бидејќи тој може да се земе како основа за нивна типизација, земајќи предвид дека тој во голем степен го одредува типот на работното коло на пумпата, т.е профилот на работниот канал и геометриските параметри на работното коло.

На сликата 6.6 се прикажани меридијанските пресеци на карактеристичните типови на работните кола на пумпите и вредностите на специфичната брзина на вртење.

Степенот на полезно дејство исто така зависи од специфичната брзина на вртење. Општиот карактер на оваа зависност прикажан е, условно, на слика 6.6. Очигледно, максималните вредности на η одговараат за област $n_q = 38-60 \text{ min}^{-1}$, при што суштинско влијание има протокот, односно габаритот на колото. Со порастот на протокот се зголемува и степенот на полезно дејство.



Слика 6.6 Типизација на работните кола на турбопумпите според вредноста на n_q

6.5 КАВИТАЦИСКИ СВОЈСТВА НА ПУМПИТЕ

6.5.1 Опис на појавите

Кавитација се нарекува појавата на образување и ударно распаѓање на меурите во струењето на течноста, исполнети со пареа или мешавина на пареа и гас, кој се наоѓа во течноста (kavus-празно). Меурите со пареата се образуваат на местата каде што доаѓа до пад на апсолутниот притисок под соодветниот притисок на заситување на водената пареа (p_{vp}), а се распаѓаат кога тие носени од струењето на течноста доаѓаат во подрачје на повисок притисок, каде што рамнотежната состојба се урива, па и тие се распаѓаат со голема брзина, а околната течност се влева во тој простор.

Кај турбопумпите кавитацијата може да се појави во подрачјето на локалниот пад на притисокот на влезниот раб на лопатката на колото, а е поврзана со струењето на влезниот дел на лопатката и примопредавањето на енергијата помеѓу лопатката и струењето на течноста. Имено, при работата на пумпниот систем притисокот на усисувачката страна на пумпата може да биде многу низок, така да во одредени режими на работа, може да дојде и до појава на длабок вакуум. Освен тоа, поради самиот карактер на реалното струење во работниот канал на колото, доаѓа до понатамошно опаѓање на притисокот и тоа со задната страна на работните лопатки.

Физичката природа на кавитацијата во турбопумпите е поврзана со падот на апсолутниот притисок во струењето на течноста, (на патот од влезот до излезот од неа), до нивото на притисок на заситени пареи на течности на работна температура ($p_a \leq p_{vp}$) и, со самото тоа, да дојде до образување на дисконтинуитет во струењето со појава на парни меури.

Според тоа, за да се избегне појава на кавитација во пумпата потребно е да во целиот струен процтор, апсолутниот притисок во флуидната струја (p_{ai}) да биде поголем од притисокот на заситените пареи на течноста на дадена температура (p_{vp}) т.е потребно е да се исполни условот:

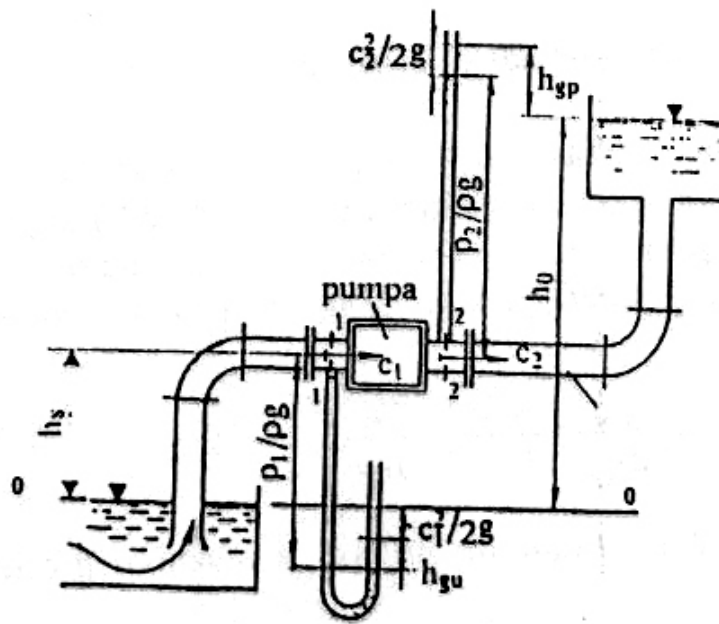
$$p_{ai} > p_{vp} \quad \dots\dots(6.34)$$

Процесот на кавитација, во прв ред е пропратен, со појава на зголемување на хидроличните губитоци, појава на шум, бучава и вибрации на пумпниот агрегат во одредени режими на погонот, како и интензивно абење на работното коло на пумпата во поедини зони на работниот канал. Поради тоа оваа појава треба да се избегне при експлоатација на пумпниот систем, односно пумпата.

6.5.2 Всисна висина на пумпата

Се воведува поимот на вакууметарска и пиезометриска (геодетска) висина на пумпата.

Вакууметарска висина (h_v) претставува вакуум (во метри на столбот на течноста) измерен на влезот во пумпата со помош на вакууметар кој се поставува на местото каде што се мери геодетската висина (h_s) (слика 6.7).



Слика 6.7 Определување на всисната висина на пумпата

Геодетската всисна висина (h_s) е монтажна карактеристика на пумпата. Таа претставува вертикално растојание на одредена карактеристична точка на струјницата “i” на која одговара најнизок апсолутен притисок во флуидната струја (p_{ai}) (влезен пресек 1-1) во однос на слободната површина на течноста во всисниот резервоар 0-0 (слика 6.7).

Врската помеѓу овие два параметри е одредена со изразот:

$$h_v = h_s + \frac{c_1^2}{2g} + h_{gu} \quad \dots\dots(6.35)$$

каде што:

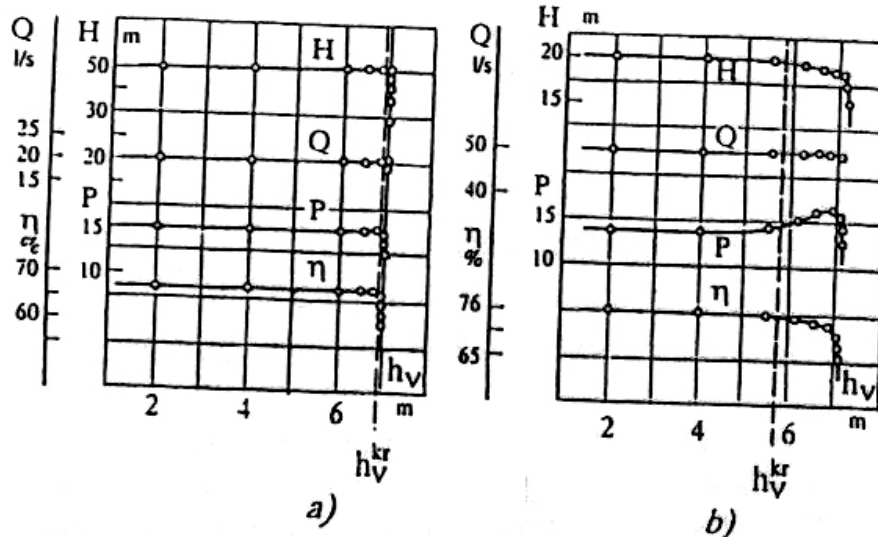
- $h_v(m)$ - вакуметарска всисна висина;
- $h_s(m)$ - геодетска всисна висина;
- $c_1(m/s)$ - брзина на струење на всисот на пумпата
- $h_{gu}(m)$ - хидраулични губитоци во всисниот цевковод.

За експериментално одредување на овој параметер, како прво треба, да се одреди точка, на струјниот простор “i” во која се очекува најмал апсолутен притисок, и потоа, да се измери притисокот на тоа место (p_{ai}).

Постапката се состои во следното: На специјална маса за експериментално одредување на работните карактеристики на пумпите $H(Q)$, $P(Q)$ и $\eta(Q)$ постепено се намалува притисокот на влезот во пумпата p_1 , истовремено зголемувајќи го h_v , при константен проток (Q) и брзина на вртење (n). За секоја нова вредност h_v , се пресметува соодветниот отпор H , моќноста P и степенот на полезно дејство на пумпата η . Потоа се црта график на промена на овие работни параметри на пумпата во функција h_v .

До некоја вредност на овој параметер (h_{vdoz}) сите точки H , P , η , ќе лежат на хоризонтална права, што укажува на отсуство на неговото влијание на режимот на работата на пумпата. Меѓутоа, поаѓајќи од некоја критична вредност (h_{vkr}), почнува да се чувствува ова влијание, кое на графиците се манифестира со нагло опаѓање на вредностите H , P , η , (слика 6.8-а) или со постепена промена на овие параметри на пумпата (слика 6.8-б).

Промената на работните параметри на пумпата (протокот, моќноста и степенот на полезно дејство) е последица на појава на кавитација при одреден режим на работа. Оваа појава е пропратена и со други ефекти: специфичен шум, бучава или вибрација на агрегатот.



Слика 6.8 Одредување на кавитационите својства на пумпата

На овој начин можно е да се одреди така наречена критична всисна висина (h_{vkr}), над која во пумпата доаѓа до кавитација. Воведувајќи одредена резерва од 15-20%, се одредува потоа дозволената вакууметарска всисна висина.

По дефинирањето на дозволената вакууметарска всисна висина (h_{vdoz}) можно е да се дознае дали е исполнет условот за отсуство на појавата на кавитација во пумпата:

$$h_v \leq h_{vdoz} \quad \dots\dots\dots(6.36)$$

т.е дали е исполнет условот да вакууметарската всисна висина (h_v) не ја преоѓа дозволената вредност (h_{vdoz}).

Ако во пресметката се воведат и геодетската всисна висина (h_s) тогаш согласно со (6.35) се добива следната релација:

$$h_s \leq h_{vdoz} - \frac{c_1^2}{2g} - h_{gu} \quad \dots\dots\dots(6.37)$$

Значи, за да се избегне појавата на кавитација во пумпата геометриската всисна висина (h_s) треба да го задоволува условот (6.37)

Обично дозволената вакууметарска всисна висина се дава за нормален атмосферски притисок, на ниво на морето и за ладна вода ($t \leq 35^\circ\text{C}$). Со зголемувањето на надморската висина атмосферскиот притисок опаѓа за величина Δp_{bar} . Приближно може да се смета дека важи односот:

$$\frac{\Delta p_{bar}}{\rho g} = \frac{\dot{V}}{900} \quad \dots\dots\dots(6.38)$$

каде што \dot{V} е апсолутна цота на вградување на пумпниот агрегат во однос на нивото на морето.

Ако се транспортира врела течност исто така треба да се изврши соодветна поправка на вредноста на притисокот на заситената пара p_{vp} во функција од дадената температура.

За најопшт случај формулата за пресметување на всисната висина има облик:

$$h_s \leq h_{vdoz} - \frac{c_1^2}{2g} - h_{gu} - \frac{\Delta p_{bar}}{\rho g} - \frac{p_{vp}}{\rho g} \quad \dots\dots(6.39)$$

6.5.3 Кавитациска карактеристика и кавитациска резерва

Во својство на кавитационен параметар на пумпата се користи така наречена кавитациска резерва ΔH која ја покажува вредноста на вишокот на апсолутната единечна енергија на флуидната струја на влезот во пумпата во однос на единечната енергија која одговара на притисокот на заситените пари на течноста:

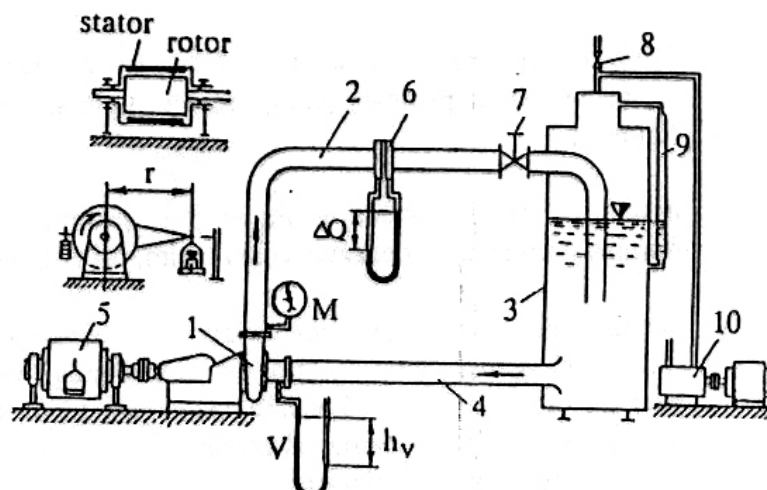
$$\Delta H = \left(\frac{p_{ai}}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \right) - \frac{p_{vp}}{\rho g} \quad \dots\dots(6.40)$$

каде: $p_{ai}/\rho g$ - висина на апсолутниот притисок во влезниот пресек (1-1) (точка "i")

Ако испитувањата на пумпата се вршат на маса за експериментално одредување на нејзините карактеристики $H(Q)$, $P(Q)$ и $\eta(Q)$ (слика 6.9), при константен проток и брзина на вртење, но при променлива кавитациска резерва Δh (со промена на губитоците на всис h_{gu}), тогаш експериментално можат да се добијат и криви на промена на работните параметри на пумпата во функција од ΔH . Аналогно на кривите на сликата 6.7. Графичкиот израз за функциите од ΔH ја претставува кавитациската карактеристика на пумпата. Од кавитациската карактеристика се одчитува критичната вредност за кавитациската резерва ΔH_{kr} .

Постапката за аналитичко пресметување на ΔH_{kr} или ΔH_{doz} е следната: Знаејќи ја вредноста за ΔH_{doz} се дефинира условот за избегнување на кавитацијата во пумпата како:

$$\Delta H \geq \Delta H_{doz}, \text{ односно } NPSH \geq NPSH_{doz} \quad \dots\dots(6.41)$$



Слика 6.9 Шема на маса за експериментално снимање на кавитационите карактеристики на пумпата

На слика 6.9 е: 1-пумпа, 2-потисен цевовод, 3-резервоар, 4-всисен цевовод, 5-електромотор со кочница, 6-мерна бленда, 7- регулационен вентил, 8 - регулационен вентил, 9-нивомертар, 10- компресор

Според тоа, за да во пумпата не се појави кавитација, реалната кавитациска резерва треба да е поголема или еднаква на дозволената.

Сега ќе се воспостави врска помеѓу кавитациската резерва ΔH_{doz} и геометриската всисна висина h_s .

Земајќи ја предвид дефиницијата на апсолутниот притисок (p_a) на произволен пресек на пумпата како: $p_a = p_b + p_m$, за случај на надпритисок, односно $p_a = p_b - p_v$, за случај на подпритисок каде што:

- p_a -атмосверски притисок, кој зависи од котата за вградување на пумпата во однос на нивото на морето;
 - p_m -надпритисок одчитан на манометар;
 - p_v -подпритисок одчитан на вакуумметар,
- за пресекот 1-1 важи:

$$\frac{p_{a1}}{\rho g} = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{p_1}{\rho g} \quad \text{.....(6.42)}$$

Земајќи го предвид изразот за пресметување на пиезометриска висина, која одговара на вредноста на релативниот притисок во влезниот пресек (1-1), односно вакуум:

$$p_v = \frac{p_1}{\rho g} = - \left(h_s + \frac{c_1^2}{2g} + h_{gu} \right) < 0 \quad \text{.....(6.43)}$$

Изразот (6.40), земајќи предвид (6.41) добива облик:

$$\Delta H = \frac{p_b}{\rho g} - h_s - h_{gu} - \frac{p_{vp}}{\rho g} \geq \Delta H_{doz} \quad \text{.....(6.44)}$$

односно:

$$h_s \leq \frac{p_b}{\rho g} - \Delta H_{doz} - h_{gu} - \frac{p_{vp}}{\rho g} \quad \text{.....(6.45)}$$

Изразот (6.45) претставува општ облик на изразот за пресметување на гоедетската всисна висина на пумпата, со кој се зема во предвид и атмосверскиот притисок и температурата и физичките својства на течнота, која струи низ пумпата.

Кавитациската резерва ΔH е подобра за практично користење од дозволената вакуметарска всисна висина, бидејќи нејзината вредност не зависи од температурата на водата и атмосверскиот притисок, а во формулата (6.45) не влегува брзината на струење (c_1).

Меѓутоа, треба да се има предвид дека ΔH , во права смисла на зборот, не е "резерва" на енергија против кавитацијата, туку нејзина дозволена гранична вредност. "Резервата" ќе биде обезбедена тогаш кога ќе биде исполнет условот $\Delta H \geq \Delta H_{doz}$ ($NPSH \geq NPSH_{doz}$).

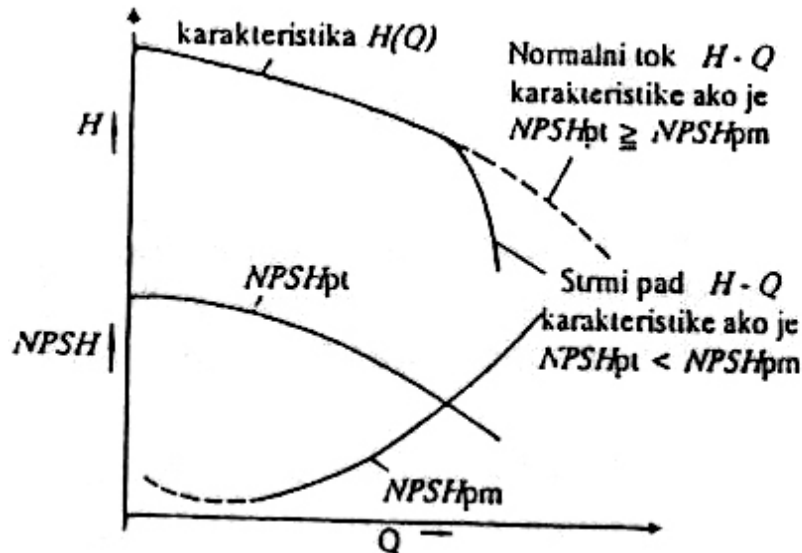
Во понатамошниот текст ќе се користи поимот NPSH.

6.5.4 Кавитациски критериуми и мерки за ограничување на кавитацијата на дозволен параметар

Кавитацијата кај турбопумпите може да се дозволи само во ограничен параметар, инаку би можеле да настанат штетни последици во кавитацискиот режим на работа на системот, како што е:

Пад на отпорот и степенот на полезно дејство на пумпата (слика 6.8 и слика 6.10), сè до ниво на прекид на протокот, потоа шумови, немирна работа, како и оштетување на колото и другите работни склопови на пумпата. Кој

параметар на кавитацијата, во даден конкретен случај, би можел да се допушти, зависи покрај останатото, од погонските услови, потоа работната течност, материјалот од кој е изработено колото и останатите загорени склопови на пумпата, како и од должината на временскиот период во кој пумпата работи во подрачје на кавитација.



Слика 6.10 Влијание на ΔH на карактеристиката на отпорот на пумпата $H(Q)$

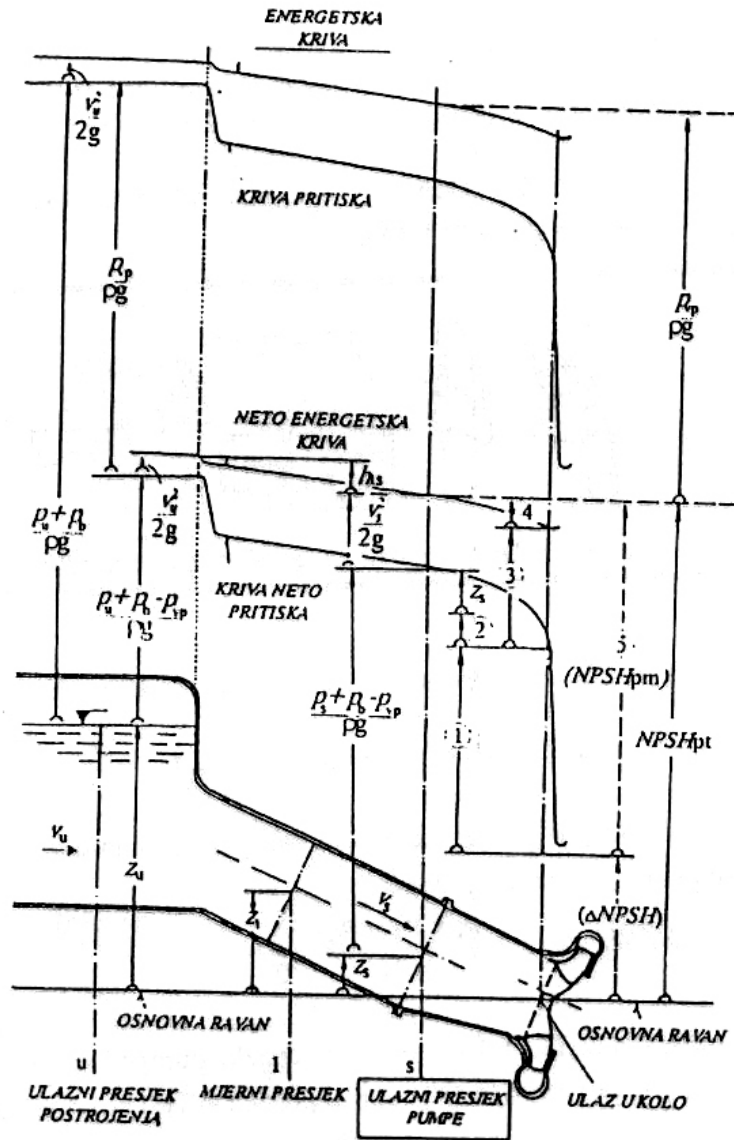
Дозволената кавитација во погонски услови се утврдува со помош на следните критериуми:

- големината на меурите на парата, која може да се одреди визуелно или врз база на фотографски снимки. Овој критериум може да се примени само тогаш, кога постои можност за набљудување на меурите (стакло на куќиштето или на всисниот цевовод на пумпата);
- падот на напорот на пумпата во однос на безкавитациски режим, при ист проток. Овој пад, обично се дава во проценти на напорот, а кај повеќестепените пумпи, во проценти од напорот на првиот степен;
- падот на степенот на полезно дејство на пумпата во однос на безкавитациски режим, при ист проток
- шумови, односно нивниот пораст во однос на безкавитацискиот режим, при ист проток (состојбата се утврдува со слушање или мерење);
- немирна работа, утврдена со мерење на промена на осцилациите на пумпата, во однос на безкавитациски режим при ист проток; и
- кавитационо носење на материјал од внатрешните површини на работните елементи на пумпата, после одреден временски период на работа (однесеното количество на материјал може да се потврди со мерење на масата или со мерење на количеството на електродата за репаратура).

Падот на апсолутниот притисок на флуидната струја во проточниот тракт на турбопумпата е пропорционален на густината на работната течност. За да се воведат величини, независни од густината, се преоѓа на притисна односно статичка пиезометриска висина, која ја вклучува густината на работната течност како и забрзувањето на земјината тежа ($p/\rho g$), а представува енергија на притисок изразена како сила на тежината која делува со притисок (p) на работната течност.

Разликата помеѓу пиезометриската висина и отпорот на испарување се означува како статичка пиезометриска висина. За ограничување на кавитацијата

на дозволениот параметар, неопходно е да се одреди нејзината минимална вредност на влезот од колото, непосредно пред влезот на течнота во лопаткините канали (слика 6.10). Таа е зависна од соодветниот пад на апсолутниот притисок на влезот во меѓулопаткиниот струен простор, а во врска со него, особено, од типот на колото, брзината на вртење, геометријата на влезот во колото и вискозитетот на работната течност како и од интензитетот на дозволената кавитација.



Слика 6.11 Графички приказ на билансот на енергија и карактеристичните пресеци на всисната страна на системот

Потребната статичка пиезометарска висина на влезот во колото може да биде поголема, еднаква или помала од падот на притисокот на влезот во лопаткините канали. Во понатамошниот текст стрелката 1 (слика 6.11) ќе биде користена за приказ на потребната статичка пиезометриска висина. Таа ја претставува вредноста при која испарувањето е ограничено на горната половина на колото. За одредена пумпа и дадена брзина на вртење статичката пиезометриска висина се менува со промена на протокот и во областа на поголеми протоци нагло расте со порастот на Q (слика $NPSH_{pm} = f(Q)$ 6.10).

Статичката пиезометриска висина на системот ($NPSH_{pt}$) мора да биде најмалку еднаква или поголема од истата за пумпата ($NPSH_{pm}$). Поради тоа општо земено, обавезна е соработката помеѓу проектантот, односно корисникот на системот и произведувачот на пумпата. Потребната статичка пиезометриска висина непосредно на влезот во колото не е погодна величина за дефинирање на состојбата, поради тоа што притисокот на тоа место не може да се измери со соодветна точност, а и додатната разлика на пиезометриските висини помеѓу влезниот пресек на пумпата и колото (слика 6.11, стрелка 2), исто така би требало да биде одредена.

Порано било вообичаено потребната статичка пиезометарска висина да се дава на влезниот пресек на пумпата, а таа била еднаква на збирот на потребните статички пиезометарски висини на влезот во колото (слика 6.11, стрелка 1) и разликата на статичката пиезометарската висина помеѓу влезниот пресек на пумпата и влезот на колото (слика 6.11, стрелка 2). Таа е означена како статичка пиезометарска висина на влезниот пресек на пумпата. Исто така за системот потребната статичка пиезометарска висина на влезниот пресек на пумпата е означена како статичка пиезометарска висина на системот.

Пиезометарските висини според Бернулиевата равенка се зависни од геодетските висини на струјните пресеци и брзинските висини ($v^2/2g$), која претставува брзинска енергија изразена како сила на земјината тежа.

Расположивата и потребната пиезометарска висина на влезниот пресек на пумпата се поради тоа зависни од висинската разлика z_s , помеѓу влезниот пресек на пумпата и влезот во колото и од брзинската висина ($v^2/2g$), во влезниот пресек а со тоа и од неговата површина.

Податоците називисни од висинската положба на пресекот и од брзинските висини, се добиваат со преоѓање на енергетска висина така што на вкупните пиезометарски висини се додава висинската разлика, а вклучувајќи ја и стартната рамнина, е исто така и брзинска висина. Разликата помеѓу енергетската висина и висината на отпорот на пареата се означува како нето енергетска висина. Стартната рамнина кај центрифугалните пумпи се одредува според висинската положба на средниот влез во колото. Нето енергетската висина се означува како $NPSH$ (слика 6.40).

6.5.4.1 Практично одредување на $NPSH$ на пумпата и системот

$NPSH$ на пумпата $NPSH_{pm}$ за одредена пумпа, со дадена брзина на вртење, при даден проток и за одредена работна течност, е најмала неопходна нето енергетска висина на влезниот пресек на пумпата која ја ограничува појавата на кавитацијата на допуштено ниво. Таа е еднаква на збирот од неопходните нето пиезометарски висини на влезот во колото (слика 6.11, стрелка 1), брзинска висина на влезот во колото (стрелка 3) и висината на отпорот на струењето помеѓу влезниот пресек и влезот во колото (стрелка 4). На сликата, како пример за $NPSH_{pm}$, уцртаната стрелка 5, која ја претставува онаа вредност за $NPSH_{pm}$, која е неопходна за спречување за испарувањето на течноста на горната половина на влезот на колото. Во поединечни случаи реално потребната вредност за $NPSH_{pm}$, може зависно од дозволеениот параметар на кавитација, да биде поголема или помала.

$NPSH$ на системот ($NPSH_{pt}$), е расположива енергетска висина на струењето во влезниот пресек на пумпата. Условот да кавитацијата не го прекорачи допуштениот параметар е да $NPSH_{pt}$, мора да биде, најмалку еднакво или поголемо од $NPSH_p$;

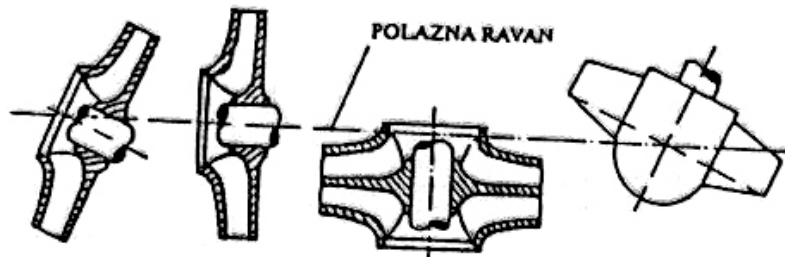
$$NPSH_{pt} \geq NPSH_{pm} \quad \dots\dots(6.46)$$

Разликата помеѓу $NPSH_{pt}$, и $NPSH_{pm}$, е мерка за сигурност дека до пречекорување на кавитацијата, преку дозволеният параметар, нема да дојде. Таа се обележува со $\Delta NPSH$, (сл 6.11). Во правец на сигурност е да $NPSH_{pm}$, биде што е можно помала, а $NPSH_{pt}$ на системот, биде што поголема.

Како потврда дека гаранцијата $NPSH_{pm}$ е исполнета, се добива со мерење. Реалната (измерена) вредност треба да е помала или највеќе еднаква, на гарантираната вредност на овој параметар на пумпата, која ја дава производителот.

Како стартна рамнина за геодетски и енергетски висини според ISO 2548, дефинирана е хоризонталната рамнина, која проаѓа низ средината на колото на пумпата, односно по прецизно, низ центарот на кругот кој го опишуваат надворешните точки на влезните рабови на лопатките.

На сликата 6.12 прикажана е положбата на стартните рамнини за карактеристичните типови и начини на вградување на работните кола.



Слика 6.12 Положба на стартната рамнина за различни типови на работни кола

6.5.4.2 Одредување на NPSH дозволена висина на всисот на пумпата

а) NPSH системи ($NPSH_{pt}$)

$NPSH_{pt}$, по дефиниција е нето енергетска висина на влезниот пресек на пумпата дефинирана со равенката:

$$NPSH_{pt} = z_s + \frac{p_s + p_b - p_{vp}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \quad \dots\dots(6.47)$$

z_s - висинска разлика помеѓу тежишето на влезниот пресек на пумпата и стартната рамнина; (z_s е позитивна, кога влезниот пресек е повисок од стартната рамнина),

p_s - надпритисок во влезниот пресек на пумпата;

p_b - барометарски притисок;

p_{vp} - отпор на пареа, апсолутен притисок при кој течноста испарува (се усвојува за температуре на влезот во колото);

v_s - средна брзина на флуидната струја на влезниот пресек на пумпата;

Кај проектирањето на системот во општ случај $NPSH_p$, мора да се пресмета од енергетската висина на влезниот пресек, земајќи ги предвид отпорите на струењето во всисниот цевковод, а според равенката:

$$NPSH_p = z_u + \frac{p_u + p - p_{vp}}{\rho g} + \frac{v_u^2}{2g} - h_s \quad \dots\dots(6.48)$$

каде што:

z_u - висинска разлика помеѓу слободната површина на течноста на резервоарот и стартната рамнина (z_u е позитивна кога рамнината u - u е над стартната рамнина);

p_u - надпритисок во влезниот пресек на системот;

h_g - струен отпор во всисниот цевковод;

Брзинската висина во влезниот пресек на системот $v_u^2/2g$ е најчесто, занемарлива (слика 6.11).

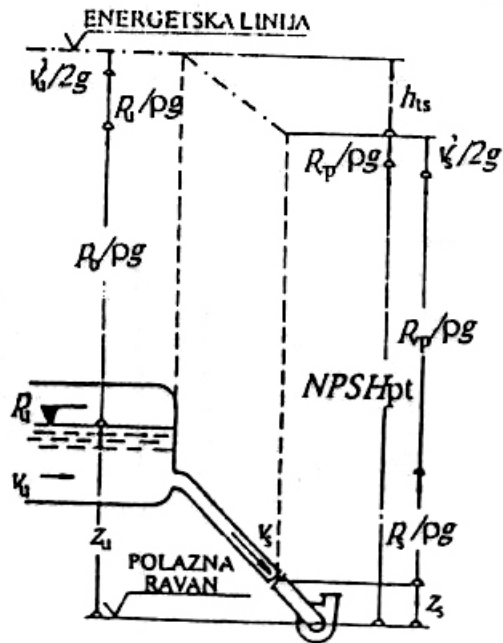
Првиот и вториот член од десната страна на равенката (6.48) се независни од протокот. Останатите два, од кои висината на губитоци h_g , по правило, има поголемо значење, растат со квадратот на протокот. Поради тоа $NPSH_{pt}(Q)$ (6.48) претставува парабола, насочена надолу, со темето на ординатата за $Q=0$ (слика 6.11).

Посебна тешкотија претставува пресметката на хидрауличните губитоци, поради тоа што коефициентите на отпорот на цевката, кривината и арматурата често не се доволно прецизни. Со инкрустација на цевководот, или со затнување на филтерот, губитоците со текот на времето, можат да се зголемат. Секое зголемување на губитоците во всисниот цевковод може да влијае на интензитетот на кавитацијата на пумпата.

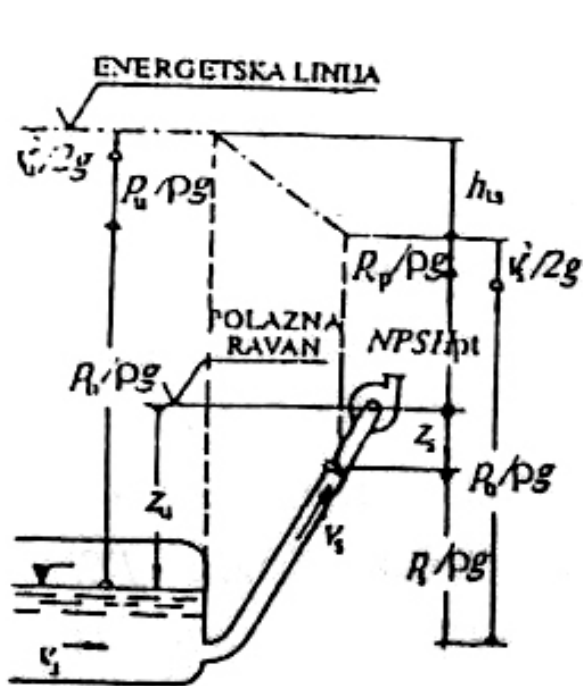
Кај променлива температура на работната течност треба да се знае, дека за кавитацијата на пумпата, е меродавен отпорот на пареата, кој зависи од температурата на течноста на влезот на колото. Тоа особено е важно, при доток од затворен всисен резервоар, во кој течноста е под притисок на отпорот на пареата ($p_u + p_b = p_{vp}$). Бидејќи, во тој случај со падот на температурата ќе опадне и отпорот на пареата, а потоа и температурата, најпрво во резервоарот, а после извесно време и во пумпата. Поради тоа, доаѓа до нагло опаѓање на $NPSH_p$, за одредено време (кое е еднакво на количникот помеѓу волуменот на всисниот цевковод и протокот).

На сликите 6.13-6.17 прикажан е всисниот дел на различни концепции на пумпни системи со сопствени енергетски пиезометарски и брзински висини како и $NPSH_p$. Позитивната или негативната вредност на овие величини се како на сликата 6.11 означени со стрелки (најниско ориентираната стрелка значи дека соодветната величина има негативна вредност). Шемите 6.13 и 6.14 се општо важечки. На шемата 6.13 пумпата е потопена ($z_u > 0$), а на шемата 6.14 е обратно ($z_u < 0$). Шемите 6.15 и 6.16 прикажуваат чест случај кога всисниот резервоар е отворен, а брзината на всисниот пресек на системот е занемарлива ($v_u^2/2g \approx 0$).

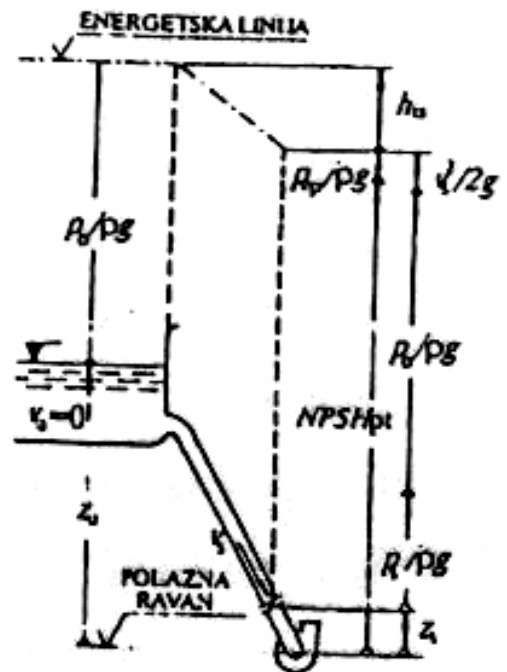
Шемата 6.17 го покажува случајот на доток од затворен резервоар во кој постои притисок на испарување на работната течност ($p_u + p_b = p_{vp}$), а и тука брзинската висина на влезниот пресек се занемарува ($v_u^2/2g \approx 0$). Овој случај ја покажува, физичката природа на $NPSH_p$, бидејќи тогаш равенката (6.48) се упростува на $NPSH_{pt} = z_u - h_{gs}$. Во посебни случаи и висината на отпорот на струењето може да се занемари, па тогаш $NPSH_{pt}$, е еднаков на висината z_u .



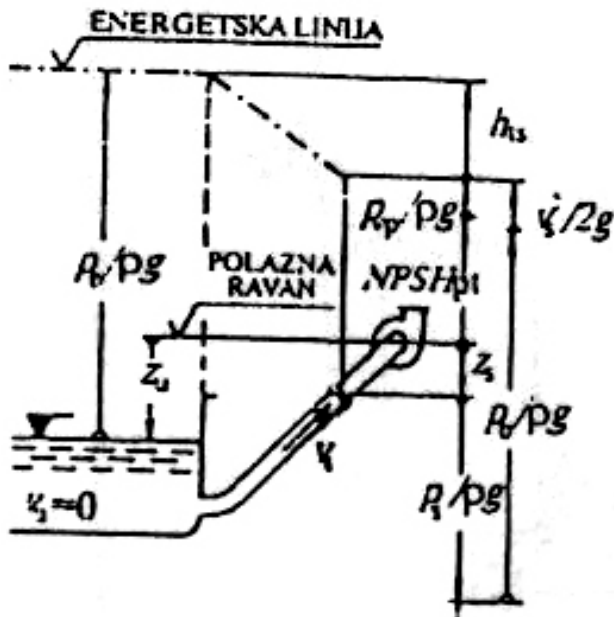
Слика 6.13 Всисен дел на пумпниот систем со затворен резервоар и произволен притисок (p_u)



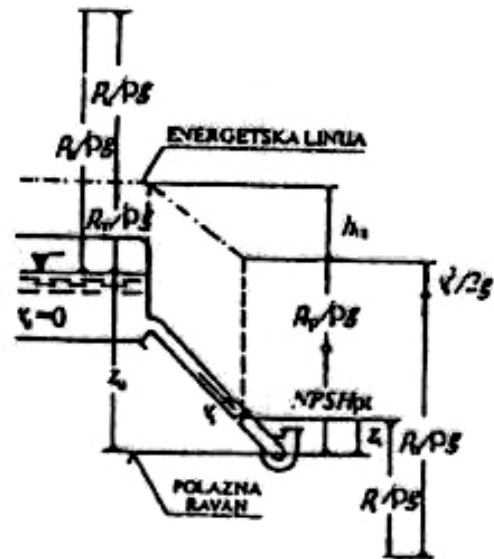
Слика 6.14 Всисен дел на пумпниот систем со затворен резервоар и произволен притисок (p_u)



Слика 6.15 Всисен дел на пумпниот систем со отворен резервоар и занемарлива брзина (v_u)



Слика 6.16 Всисен дел на пумпниот систем со отворен резервоар и занемарлива брзина (v_u)



Слика 6.17 Всисен дел на пумпниот систем со затворен резервоар и притисок на отпорот на парата

б) NPSH на пумпата ($NPSH_{pm}$)

$NPSH_{pm}$, како што е веќе објаснето, нема да зависи само од споменатиот пад на притисокот во флуидната струја на влезот во колото (кој пак зависи од брзината на вртење, протокот и геометријата на влезот) туку и од границата на кавитацијата за поедини режими. Поради тоа, покрај останатото, во соодветниот степен влијателни величини се и:

- опторност на материјалот на внатрешните делови на пумпата на абразија од кавитацијата;
- работната течност и нејзините особини (специфичната топлина, топлината на испарување, густината, вискозитетот, температурата, содржината на гасот, содржината на иницијалните меури за создавање на меурите од пареа, хемиски својства и др).

Како што веќе беше нагласено стрелката 5 на сликата 6.11 ја означува дозволената вредност за $NPSH_{pm}$, со која се ограничува испарувањето во флуидната струја на горната половина на влезот на колото, односно се пречува испарување во долната половина. Тоа е случај ако на пумпниот систем (според слика 6.11) $NPSH_{pt}$ и $NPSH_{pm}$ се изедначат, така што нивото на течноста за $\Delta NPSH$ се снижи или висината на отпорот на пареата за $\Delta NPSH$ се зголеми.

Притисокот на влезот во лопатката на колото ќе се смали во нивото на стартната рамнина на притисок на испарување. Над стартната рамнина тогаш ќе настапи испарување.

Ако се сака да се спречи испарувањето во горната половина на влезот во колото, треба $NPSH_{pm}$ да биде поголем од вредноста на слика 6.11 (за отстапување на највисоката точка на влезниот раб на колото од стартната рамнина).

Во литературата можат да се најдат препораки поради тоа да како стартна рамнина може да се земе рамнина која проаѓа низ највисоката точка на колото.

Ако, како што во праксата, е вообичаено, исто така во долната половина биде допуштено испарување, може $NPSH_{pm}$ да биде и помало, отколку што е прикажано на сликата 6.11.

Со тоа во горната половина на колото параметарот на кавитацијата ќе се зголеми за мала вредност.

Општа важечка формула за одредување на $NPSH_{pm}$, не може да се постави. За да проектантот на системот има приближна ориентација за вредноста $NPSH_{pm}$, може да се користи образецот:

$$NPSH_{pm} = \frac{1}{g} \left(\frac{n\sqrt{Q_{opt}}}{S_q} \right)^{4/3} \dots\dots\dots(6.49)$$

Во кој бездимензискиот усисен коефициент $C_{\text{в}}$ кој во најголема мера зависи од големината на пумпата и од бројот на вртежи, може приближно да се движи во границите $C_{\text{в}}=0.4-0.8$.

За област на протокот во границите од 0.1 до 1 м³/с, во распонот на брзини на вртежи од 10 до 50 1/с, може за приближно пресметување на $NPSH_{pm}$, да се користи изразот:

$$NPSH_{pm} = 0,50\sqrt{Q_{opt}} \dots\dots\dots(6.50)$$

Во наведените равенки величините: n во 1/с, Q во м³/с, $NPSH$ во m.

Одредувањето на $NPSH_{pm}$, со помош на горната равенка може да се погреша за повеќе од 50%. Тоа од една страна, произлегува поради тоа што не е земен предвид дозволеният интензитет на кавитација, а од друга страна тоа што пумпите обично не можат да се конструираат само според, што пониска вредност на $NPSH_{pm}$, туку често мораат да се уважуваат и спротивните услови. Поради тоа, се нагласува дека врз база на претходните равенки се добиваат само ориентациони информации додека за точни податоци мора да се консултира производителот на пумпата.

Најдобро е гаранцијата на производителот да се провери со испитување. Начинот на испитување е утврден со нормата ISO 2548. $NPSH_{pm}$ расте во областа на кривата кон десно од номиналната точка нагло, додека $NPSH_{pt}$ во истата област опаѓа (слика 6.10). Пумпата и системот мораат поради тоа да се баждарат, за услов $NPSH_{pt} \geq NPSH_{pm}$, и за најголеми протоци со кои пумпата ќе работи, тој да биде исполнет.

$NPSH_{pm}$, во принцип, нормално се дава за безвртложно наструјување со рамномерен профил на брзина во влезниот пресек, (какво се воспоставува на крајот на подолг прав цевкаст дел на всисниот цевковод). Струјните пречки предизвикани од кривините и другите причини можат не само да го намалат $NPSH_{pt}$, туку и значително да го зголемат $NPSH_{pm}$.

Нерамномерното наструјување може, и без кавитација да предизвика погонски пречки како што се поголема аксијална сила, осцилации и бучава, кои ниту со зголемувањето на $NPSH_{pt}$, нема да се отстранат.

Вртлогот во доводната флуидна струја може да се отстрани со вградување на решетки, ребра или сноп на цевки во всисниот цевковод, но притоа мора да се внимава на додатните губитоци кои се јавуваат во тој случај.

Кавитациските оштетувања можат да го променат внатрешниот облик на деловите од пумпата, а исто така, и $NPSH_{pm}$. Тоа особено важи за влезно растојание помеѓу колото и обвивката, чија истрошеност предизвикува пораст на протокот на протечување низ растојанието, со што се влошуваат условите на струењето на всисот.

Од равенките 6.46 и 6.48 за потребна висинска разлика помеѓу висното ниво и стартната рамнина се добива:

$$z_u = (h_s) = NPSH_{pm} + h_{gs} - \frac{p_u + p_b - p_{vp}}{\rho g} - \frac{v_u^2}{2g} \quad \dots\dots(6.51)$$

Врз база на претходното излагање следуваат заклучоците:

- за да допуштениот параметар на кавитацијата не се надмине, мора да биде исполнет условот:

$$NPSH_p \geq NPSH_{pm} \quad \dots\dots(6.52)$$

- $NPSH_p$, е расположива нето енергетска висина на системот во влезниот пресек на пумпата:

$$NPSH_{pt} = z_s + \frac{p_s + p_b - p_{vp}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \quad \dots\dots(6.53)$$

- кај проектирањето на системите енергетската висина во влезниот пресек на системот се пресметува од равенката:

$$NPSH_{pt} = z_u + \frac{p_u + p_b - p_{vp}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} - h_{gs} \quad \dots\dots(6.54)$$

- $NPSH_p$, зависи помеѓу останатото од: брзина на вртење, протокот, типот на работната течност и понекогаш може да се добие од:

$$NPSH_{pm} \approx 0,5n\sqrt{Q_{opt}} \quad \dots\dots(6.65)$$

- максималната всисна висина се добива со условот:

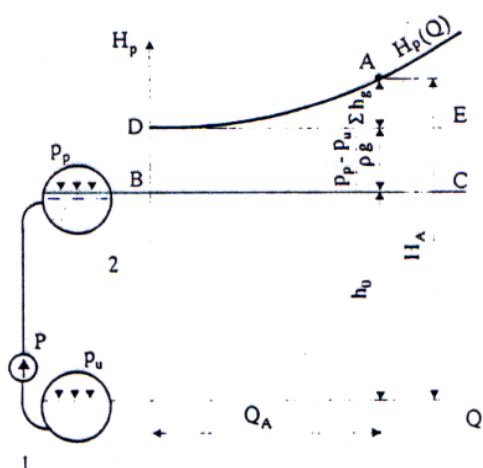
$$h_s = z_u \geq NPSH_{pm} + h_{gs} - \frac{p_u + p_b - p_{vp}}{\rho g} + \frac{v_u^2}{2g} \quad \dots\dots(6.56)$$

7. РАБОТНИ РЕЖИМИ НА ПОЕДИНЕЧНИ ПУМПИ ВО ПУМПНА ПОСТРОЈКА

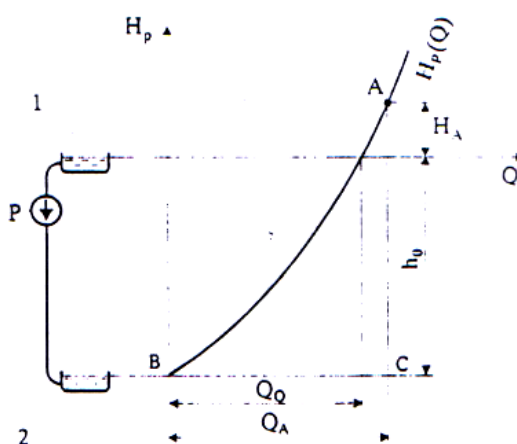
7.1. ОДРЕДУВАЊЕ НА РЕЖИМИТЕ НА РАБОТА НА ПУМПТА - РАБОТНА ТОЧКА

7.1.1. Работна точка при различни висини на потисок

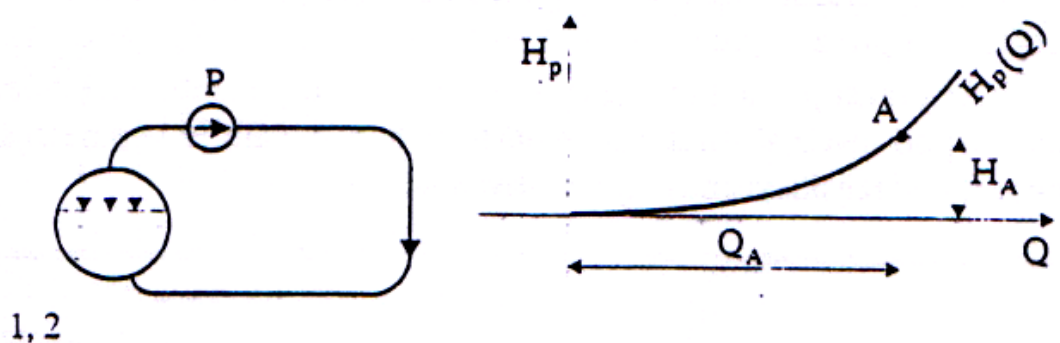
Условите за експлоатација на пумпата, односно техничките услови кои пумпата треба да ги исполни, одредени се со самите хидраулични параметри на пумпната постројка, во која пумпата работи. Три параметри се илустрираат, условно речено, преку карактеристиките на пумпна постројка $H_p(Q)$, кои се претставени графички како функција на потребниот напор (H_p) од потребниот проток (Q), сл. 4.3, 4.4 и 4.5.



Слика 4.3 Карактеристики на пумпната постројка ($h_0 > 0$)



Слика 4.4 Карактеристики на пумпната постројка ($h_0 < 0$)



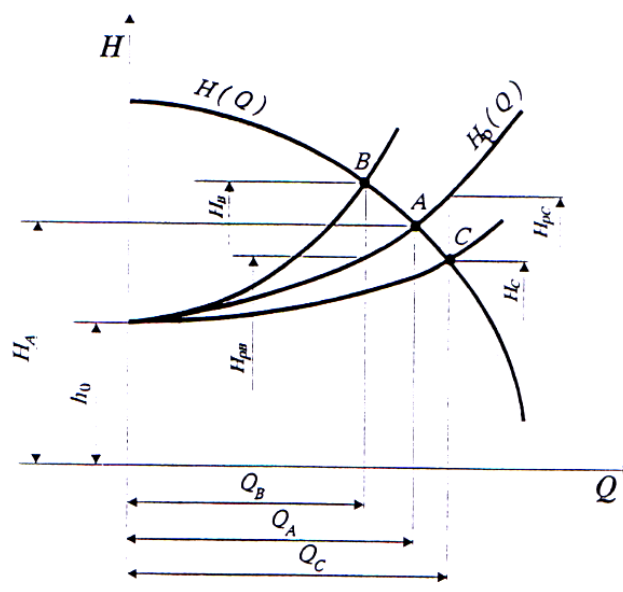
Слика 4.5 Карактеристика на пумпната постројка ($h_0 = 0$)

Парцијалните работни, односно универзалната карактеристика на пумпата, даваат информација за експлоатационите својства на пумпата при променливи услови на погон. Карактеристиката на напорот на пумпата, како и карактеристиката на постројката не можат одвоено да дадат информација во кој работен режим пумпата ќе работи. За да се добие информација во кој работен режим пумпата ќе работи, потребно е да се направи заедничка анализа, на карактеристиката на пумпната постројка со карактеристиката на напорот на пумпата.

Пумпната постројка со пумпа, цевовод и најпотребната арматура прикажана е на шемата на слика 4.2. На шемата прикажана е центрифугална пумпа. Без оглед на видот на пумпата, постројката и пумпата се два сериски спрегнати делови од еден систем, а секој од нив има своја карактеристика. На пумпата одговара проточна карактеристика или карактеристика на напор $H(Q)$, а на пумпната постројка одговара карактеристиката $H_p(Q)$, слика 4.3., 4.4. и 4.5.

Карактеристиката на постројката со позитивна висина на потискување (h_c) и карактеристиката на напорот $H(Q)$ на центрифугална пумпа шематски се прикажани на слика 7.1. Динамичка рамнотежа на пумпата и цевоводниот систем, како основни елементи на постројката, се остварува кога вредностите на карактеристиките $H(Q)$ и $H_p(Q)$, при ист проток, меѓусебно се еднакви.

Со овој услов се дефинира работниот режим на пумпата и постројката и на слика 7.1. претставен е со точката на пресек помеѓу овие две карактеристики. Точката на пресек ја претставува работната точка на пумпата (A).



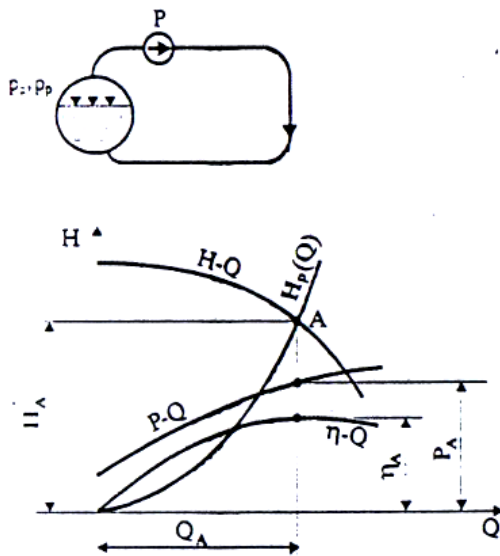
Слика 7.1. Работна точка при услов кога $h_0 > 0$

Работната точка дефинира таков работен режим на пумпата при кој потребниот напор е еднаков со напорот на пумпата, т.е. при кој потребната енергија на струењето на течноста е еднаква на енергијата која и ја предава пумпата.

Лесно се докажува дека пумпата неможе да работи во режим надвор од режимот кој одговара на работната точка A. Се претпоставува дека пумпата работи во режим B, слика 7.1. Во тој случај напорот, кој го остварува пумпата изнесува H_B , додека напорот кој е потребен за движење на флуидот во постројката е еднаков на $H_{pB} < H_B$. Према тоа, енергијата која се троши за транспорт на флуидот, е помала од енергијата која пумпата ја предава. Вишокот енергија на флуидот ќе доведе до зголемување на брзината и до зголемување на протокот (Q). Протокот ќе се зголемува се додека не се изедначи со протокот во точката A (Q_A), при која доведената енергија на флуидот е еднаква на енергијата потрошена за нејзино движење.

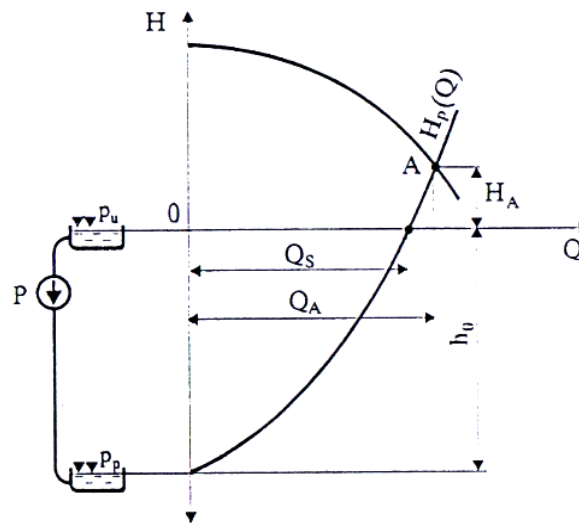
Ако пак протокот на пумпата се зголеми над вредноста на протокот Q_A до проток кој одговара на точката C (Q_C), тогаш напорот кој го создава пумпата ќе биде помал од потребниот. Овој недостаток на енергија, има за последица, намалување на брзината на струење а, со тоа, и намалување на протокот се до вредност Q_A .

Во случај кога пумпата работи поединечно во пумпната постројка во која се поклопуваат всисниот и потисниот резервоар ($h_0=0$; $p_u=p_p$) параметрите на режимот на работа во работна точка А ќе се одредат графички на начин како е прикажано на сл. 7.2.



Слика 7.2. Работна точка при услов ($h_0=0$; $p=p_p$)

Аналогно, се одредува режимот на работа на поединечна пумпа во пумпната постројка каде нивото на течнота во потисниот резервоар е под нивото на течнота во всисниот резервоар, на сл. 7.3. Геометрискиот напор или статичката висина h_0 при тоа е негативна. Треба да се отчита на ординатната оска (H) под апсцисната оска (Q). Карактеристиката на напорот на пумпата $H(Q)$ се црта на апсцисната оска. Во пресек на карактеристиките $H(Q)$ и $H_p(Q)$ се наоѓа работната точка А. За дадениот случај, пумпата го зголемува протокот низ постројката за разликата Q_A-Q_s . Протокот Q_s одговара на вредноста на протокот кој би се остварил и без пумпа, благодарение на разликата на енергијата на течнота на всисната и потисната страна.



Слика 7.2. Работна точка на пумпата при услов ($h_0<0$; $p_u=p_p=p_b$)

7.1.2. Работна точка на пумпа во постројка со прост цевовод

Ако пумпата ја потиснува течнота од всисниот до потисниот резервоар низ една цевка се вели дека таквиот цевовод е прост. При тоа пречникот на цевката може да биде константна по цела должина или да има различни димензии на поедини делници.

Цевовод со константен пречник. Во случај кога пумпата ја потиснува течнота низ цевовод со одредена должина и непроменет пречник, тогаш пумпата ги совладува струјните отпори (Σh_g) и висината (h_0) која одговара на разликата на притисоците, при што важи:

$$\Sigma h_g = k Q^2 \quad ; \quad h_o = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad 7.1.$$

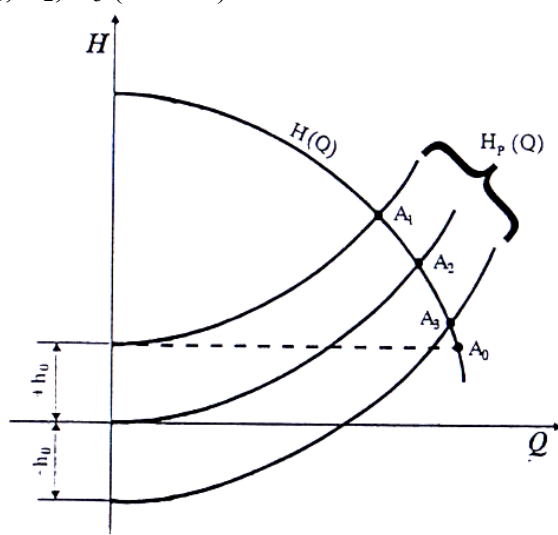
Карактеристиката на постројката, при тоа е одредена со равенката:

$$H_p = h_o + k \cdot Q^2 \quad 7.2.$$

Во случај на краток цевовод или релативно голема висина h_o кога струјните отпори се занемарливи спрема висината, карактеристиката на постројката, дадена со равенката 7.2. се сведува на:

$$H_p = h_o = const. \quad 7.3.$$

работниот режим на пумпата е одреден со точката A_o , која се наоѓа во пресек на хоризонталата (7.3.) и кривата на напорот на пумпата (сл. 7.4.). Кога отпорот не е занемарлив кривата на постројката е квадратна парабола со теме во точката $Q=0, H=h_o$. На сл. 7.4., нацртани се три параболи на постројката за $h_o > 0, h_o = 0, h_o < 0$, со соодветни режими во точките A_1, A_2, A_3 (сл. 7.4.).



Слика 7.4. Работен режим на пумпа во спрега со прост цевовод

Цевовод со повеќе делници. Кога цевоводот е сочинет од повеќе делови со различни пречници, тогаш тие делови се викаат делници. За ваквиот цевовод се пресметуваат отпорите на секоја должина на делницата l_i и пречник d_i , а крајниот израз се сведува на следниот облик:

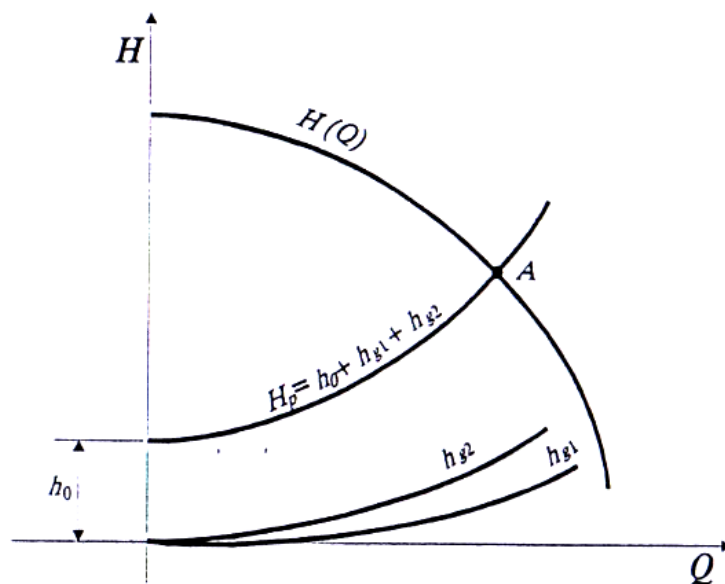
$$h_{g,i} = k_i \cdot Q^2 \quad 7.4.$$

така да вкупните загуби се пресметуваат како:

$$\Sigma h_g = Q^2 \sum_{i=1}^n k_i \quad 7.5.$$

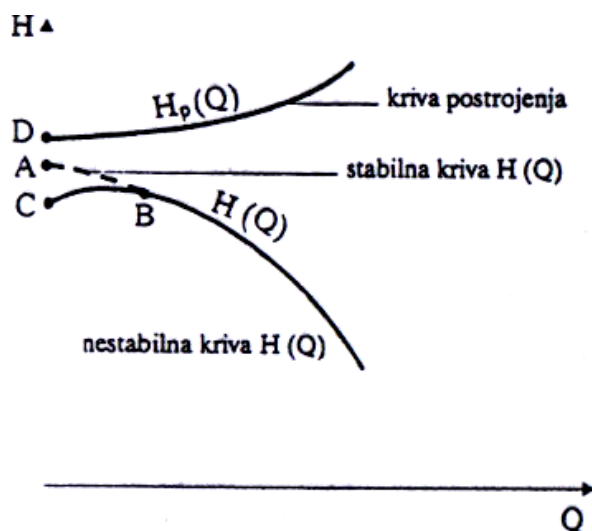
каде n - број на делници, k_i - коефициент на отпорот на поедначна делница.

Графички постапката за одредување на работниот режим на пумпата илустриран е на слика 7.5. со примена на спрега на пумпата и цевоводот составен од две делници низ кои течноста се потискува на геодетска висина h .



Слика 7.5. Работен режим на пумпа во спрега со цевовод со две делници

Претпоставки за работа на пумпата во постројка. Протокот кој го оставарува пумпата со позната работна карактеристика $H(Q)$ зависи од висината на потисок h_0 и струјните отпори, кои се во функција од коефициентите на отпор на цевоводот. При тоа неопходно е да висината h_0 не ја надмине вредноста на максималниот напор на струењето H_{\max} , кој пумпата може да го оствари.



Слика 7.6. Случај кога геодетската висина на постројката е поголема од максималниот напор на пумпата

Максимален напор се постигнува, при стабилна работна крива во режимот А ($H=H_{\max}$, $Q=0$), при нестабилна работна крива во режимот В ($H_B=H_{\max}$, $Q=Q_B$), додека во режимот С ($H=H_C < H_{\max}$, $Q=0$), слика 7.6.

Кога е $H_A < h_0 = H_D$, (сл. 7.6.) настапува ситуација при која е можно спротисмерно струење низ пумпата, а тоа е можно при нестабилна карактеристика на пумпата $H(Q)$ и кога е $H_C < h_0 = H_D < H_A$.

За нормална работа на пумпата, со добар степен на искористување, потребно е да h_0 биде значително помала од H_{\max} . Во пракса обично не настанува повратно струење во пумпата, бидејќи е вграден

едносмерен вентил (со неповратна клапна) кој се поставува, најчесто, позади регулациониот вентил на потисниот цевовод, слика 4.2.

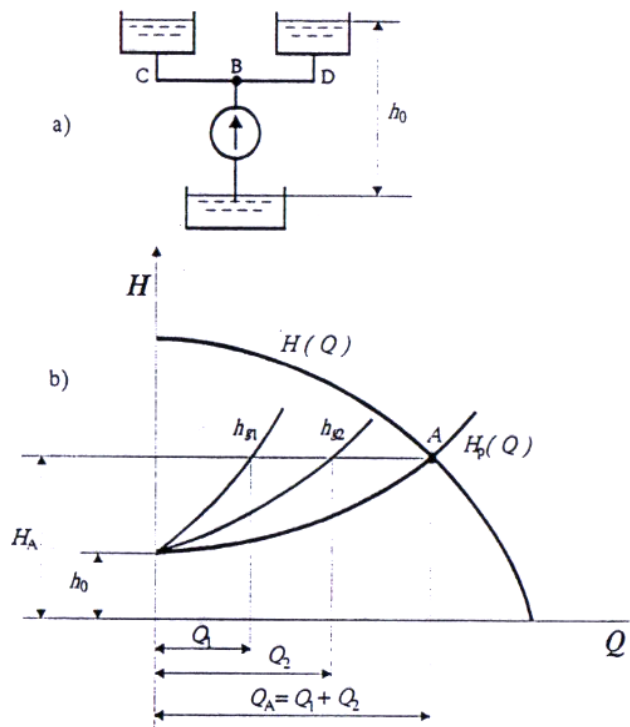
7.1.3. Работна точка на пумпата во постројка со разгранет цевовод

Во постројките со разгранет цевовод можни се два типични случаи:

- кога може да се занемарат губитоците во цевоводот од влез во всисната цевка до пресекот во кој потисниот цевовод се грани,
- и кога струјниот отпор, во овој дел од постројката, неможе да се занемари.

7.1.3.1 Разгранет потисен цевовод со занемарливи загуби во заедничката делница од постројката

Излевање на гранките на исто ниво. Како пример се анализира постројка со една пумпа, со краток всисен вод и катка заедничка делница на потисниот цевовод до рачвата В. Од пумпата потисниот цевовод се рачва во точката В на две гранки. Секоја гранка се влева во посебен резервоар и има различни отпори на струење. Нивоата на слободните површини на течностите во сите резервоари се исти, слика 7.7.-а.



Слика 7.7. Работен режим на пумпата во постројка со две гранки и иста геодетска висина на потис

Загубите во секоја гранка од цевоводот посебно се пресметуваат, при што равенката 7.4., се сведува на формата:

$$h_{g,i} = k_i \cdot Q_i^2 \quad 7.6.$$

а вкупните загуби се добиваат со собирање на протоците за иста $h_{g,i}$, што дава:

$$h_{g,i} = k_i \cdot (\sum Q_i^2) = k \cdot Q^2 \quad ; \quad Q = \sum Q_i \quad 7.7.$$

при што коефициентот на вкупните загуби k се одредува по изразот:

$$k = \left[\frac{1}{\sum \left(\frac{1}{\sqrt{k_i}} \right)} \right]^2 \quad 7.8.$$

Параболите на загубите во поедини гранки, при висина на потисок h_o , се:

$$H_{pi} = h_o + k_i \cdot Q_i^2 \quad 7.9.$$

Резултантната карактеристика на сите гранки е:

$$H_p' = h_o + k \cdot Q^2 \quad 7.10.$$

На слика 7.7.-b прикажано е графичкото одредување на работниот режим на пумпата која ја потискува течноста низ две гранки од потисниот цевовод BC и BD на висина h_o . Кривата на постројката $H_p(Q)$ добиена со сложување на карактеристиките на делниците при ист напор ја сече работната крива на пумпата $H(Q)$ во точката A, која ја претставува работната точка на пумпата. Протоците низ гранките на цевоводот Q_1 и Q_2 се добиваат во пресек на хоризонталната линија повлечена низ точката A и кривите $H_1(Q)$, $H_2(Q)$, а работните параметри на постројката се протокот Q_A и напорот H_A .

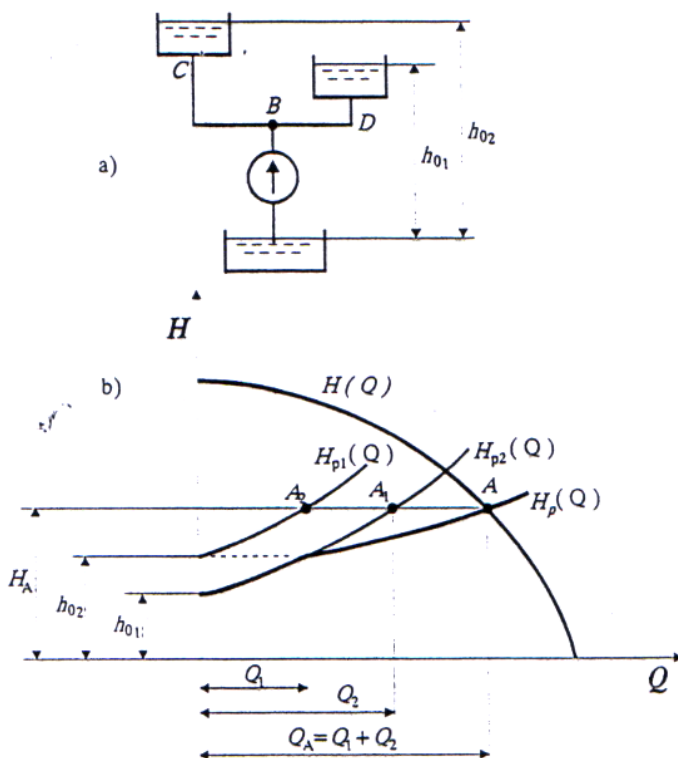
Излевање на гранките на различни нивоа. Ако потисниот цевовод се разгранува веднаш после пумпата, во точката B, а секоја гранка се излева на различна висина, слика 7.8.-a, за секоја гранка од цевоводот одговара карактеристика:

$$H_p = h_o + k \cdot Q^2 \quad 7.11.$$

Резултантната крива која претставува карактеристика на сложениот цевовод, која на сликата 7.8.-b означена е со $H_p'(Q)$ се добива со собирање на протокот за исто H_{pi} . При што, со суперпонирање се започнува од карактеристиката на гранката од цевоводот со најниска геодетска висина на потисок.

На слика 7.8.-b прикажана е оваа постапка за постројка со две гранки од потисниот цевовод и различни висини на потисок (h_{o1} , h_{o2}).

Протокот низ пумпата е одреден со точката A во пресек на кривата $H_p'(Q)$ и работната крива на пумпата $H(Q)$. Со повлекување хоризонтална линија од точката A до пресек со кривите $H_{p1}(Q)$ и $H_{p2}(Q)$ се одредуваат протоците во гранките Q_1 и Q_2 . На протоците Q_1 и Q_2 одговараат различни вредности на загубите (h_{g1} , h_{g2}), иако вкупните енергии H_1 , H_2 одредени со равенката 7.11, се еднакви.

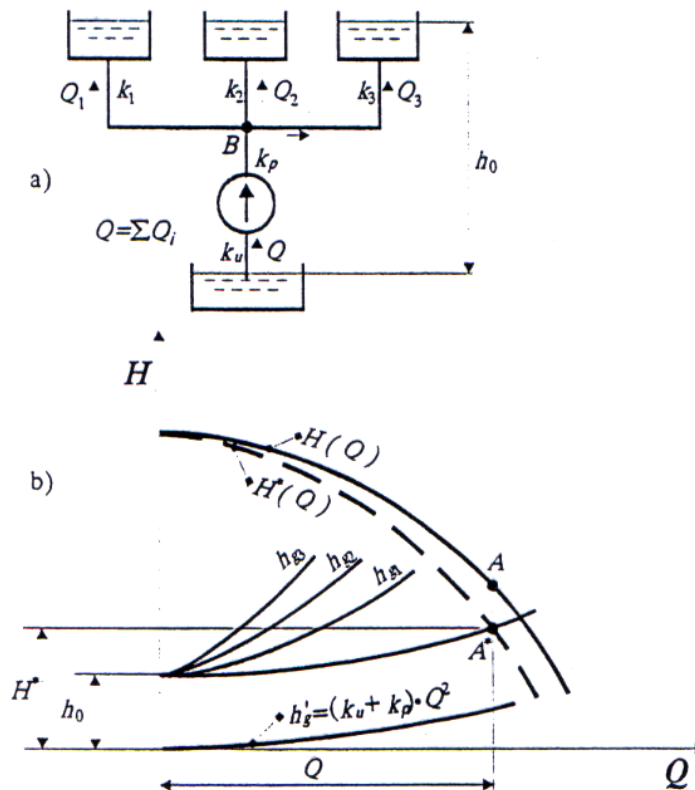


Слика 7.8. Работен режим на пумпата во постројка со две гранки и различни геодетски висини на потис

7.1.3.2 Разгранет потисен цевовод со занемарливи загуби во заедничката делница

Редуцирана карактеристика на пумпата. Ако неможат да се занемарат загубите во заедничката делница на постројката, а тоа се обично всисниот вод и заедничката делница на потисниот цевовод, тогаш при решавање на оваа задача, претходно мора да се определи редуцирана карактеристика на напорот на пумпата $H^*(Q)$. Под редуцирање се подразбира одземање на загубите во заедничката делница на постројката во која е сместена пумпата, од изворната крива на напорот на пумпата. Со други зборови, редуцирана карактеристика на напорот на пумпата $H^*(Q)$ претставува енергија која заостанала во пумпата за совладување на отпорот и висината на потисок во останатите делници на потисниот цевовод, слика 7.9.- b.

Излевање на гранките на исто ниво. За овој случај отпорите во всисниот вод се одредени со коефициентот k_u , а отпорите во заедничката делница на потисниот вод со k . Во разгранетиот дел на потисниот цевовод кој се разгранува од чворот B, сл. 7.9.-a на секоја гранка одговара коефициент на отпорот k_i , а висината на потисок е иста за сите делници h_0 .



Слика 7.9. Разгранет потисен цевовод со различни гранки и иста висина на потисок

Редуцираната карактеристика на напорот на пумпата $H^*(Q)$ се одредува ако од изворната крива на напорот на пумпата $H(Q)$ се одземат загубите во заедничката делница од цевоводот h'_g кои изнесуваат:

$$h'_g = h_{gu} + h_{gp} = (k_u + k_p) \cdot Q^2 \quad 7.12.$$

Тоа се постигнува со цртање на работната крива на напорот на пумпата и парабола на загубите во заедничката делница на постројката $h'_g(Q)$, слика 7.9.-b.

Редуцираната крива на напорот на пумпата се конструира со цртање на разликата на ординатите на овие криви за координатни вредности на протокот Q , и се добива:

$$H^*(Q) = H(Q) - h_g'(Q) \quad 7.13.$$

Во понатамошната постапка се вртнуваат параболите на загубите на поедините гранки од потисниот цевовод, спрегнати со висината на потискување h_0 . Со собирање на апсцисите од тие параболи, за исти вредности на H , како што е направено на сл. 7.7. се добива резултантната крива на отпорот која во точката A^* ја сече редуцираната работна крива на пумпата. Со тоа се одредува протокот низ постројката, а со повлекување на хоризонтална линија од точката A до пресек со параболите на загубите во гранките, се одредуваат протоците во гранките Q_i .

Работниот режим на пумпата одреден е со точката $A(Q, H)$ која лежи на изворната крива на напорот на пумпата, над точката $A^*(Q, H^*)$.

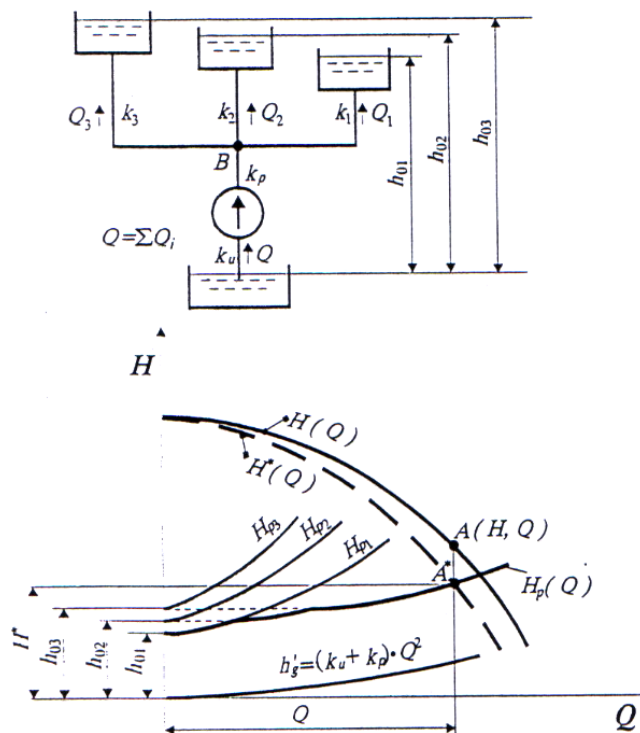
Излевање на гранките на различни нивоа. Пумпата е вградена во постројка која се состои од всисен вод и заедничка делница на потисниот цевовод (чии коефициенти на хидрауличните отпори се k_u и k_p), како и од n гранки на потисниот цевовод кои се разгрануваат од чворот B . Гранките се со различни карактеристики и со различни геодетски висини на потисок h_{oi} и коефициенти на отпор k_i .

За пресметка на загубите во заедничката делница од потисниот цевовод важи равенката 7.12, а за отпорите во гранките равенката 7.11.

При решавање на задачата се пресметува редуцираната крива на напорот на пумпата $H^*(Q)$, чии ординати, како што е веќе наведено, се еднакви на разликата на ординатата на изворната карактеристика на пумпата $H(Q)$ и ординатата на кривата на загубите во заедничката делница на постројката.

Во дијаграмот заедно си редуцираната работна крива (слика 7.10.) се вртнуваат и карактеристиките на сите гранки од потисниот цевовод, дефинирани преку системот равенки:

$$H_{pi}' = h_{oi} + k_i \cdot Q_i^2 \quad 7.14.$$

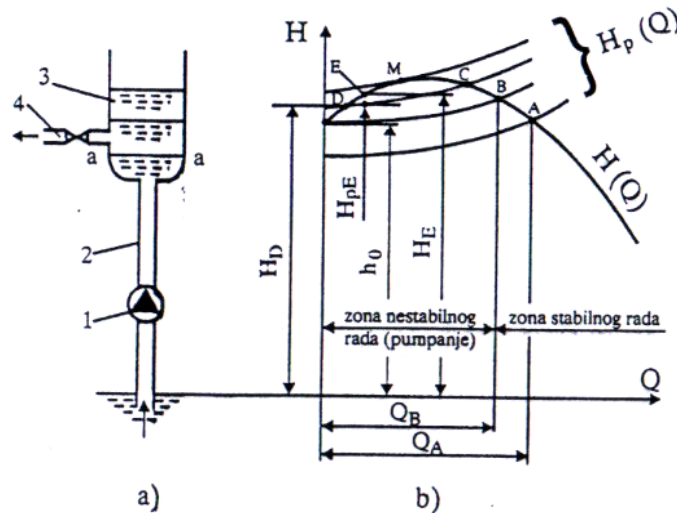


Слика 7.10. Разгранет потисен цевовод со различни гранки и нееднакви висини на потисок

Потоа, со сложување на карактеристиките на гранките се одредува збирна крива на загубите (аналогно на постапката илустрирана на сл. 7.8.), која ја сече редуцираната работна крива на пумпата во точката $A^*(Q, H^*)$. Со повлекување на хоризонтална линија низ точката A па до пресек со карактеристиките на гранките се одредува протокот во секоја гранка Q_i . Работната точка на пумпата $A(Q, H)$ е на нејзината изворна работна карактеристика $H(Q)$, на која одговара проток низ постројката Q и напор на постројката H .

7.2. НЕСТАБИЛЕН РЕЖИМ НА РАБОТА НА ПУМПАТА

Некои работни режими на пумпата може да карактеризираат нестабилност на нејзините основни работни параметри (Q, H). Така на пример, можни се случаи на скокови промени на протокот од максимални вредности до нула и обратно, кои се пратни со промена на напорот, во широк опсег, со истовремена појава на хидраулични удари, шумови и вибрации на пумпниот агрегат. Таквите режими на работа припаѓаат на нестабилните работни режими на пумпата.



Слика 7.11. Анализа за нестабилна работа на пумпата

Нестабилно работат пумпите кои имаат карактеристика на напорот $H(Q)$ со опаѓачка лева гранка, слика 7.11-b.

Кривата на напорот има максимални вредности при $Q > 0$. Ваква карактеристика имаат спороодните пумпи.

Се анализира нестабилна работа на пумпата за постројка шематски прикажана на сликата 7.11-a. Пумпата (1) ја потиснува течноста по должина на цевоводот (2) во резервоарот (3) од каде течноста оди кон потрошувачите (4).

Во почетен стадиум резервоарот е исполнет со течност до ниво a . Во тој случај пумпата работи во режим A , слика 7.11-b. Ако при тоа, протокот на течност кон потрошувачите е помал од протокот во пумпата Q_A , тогаш нивото на течноста во резервоарот ќе се зголеми. Ова зголемување на нивото ќе го прати карактеристиката на постројката $H_p(Q)$ така што паралелно ќе се зголемува нагоре по должина на ординатата H . При тоа работната точка на пумпата ќе се поместува по кривата $H-Q$ се додека не дојде во положба M . Ако и при тој случај, протокот на пумпата од резервоарот и понатаму е поголем од протокот кон потрошувачите, тогаш нивото во резервоарот и натаму ќе се зголемува, па карактеристиката на постројката $H_p(Q)$ ќе дојде во положба над карактеристиката на пумпата $H(Q)$. Пумпата ќе изврши прекинување на протокот и ќе прејде во режим на празен од (режим $Q=0$). Напорот на пумпата при тоа опаѓа до вредност h_0 . Со самото тоа, пумпата неможе да го одржи

столбот на теноста во резервоарот. Течноста од резервоарот ќе струи во спротивен смер, се додека нивото во резервоарот не се намали до висина која одговара на напорот h_0 . Потоа, пумпата повторно ќе го промени работниот режим (работна точка В). При што повторно поради истите причини, нивото на водата во резервоарот ќе се подигнува и циклусот се повторува.

Треба да се напомене дека, пумпата ќе го прекине протокот и ќе прејде во режим на празен од за случај на непроменета карактеристика на постројката т.е. кога нивото во резервоарот е константно, ако карактеристиката на постројката ја сече карактеристиката на пумпата во две точки (точките С и D на карактеристиката $H(Q)$), слика 7.11. Истото се однесува и за случај на намалување на брзината на ротација на пумпата, на пример, при привремен пад на напонот во електричната мрежа, која го напојува погонскиот мотор. При што, карактеристиката на напорот на пумпата се поместува надолу, а протокот се намалува до нула. При следното зголемување на брзината на ротација пумпата ќе работи во режим на празен од ($Q=0$), бидејќи напорот кој го создава пумпата при $Q=0$ е помал од работата потребна за совладување на висината на потисок h_0 .

Се поставува прашање дали пумпата може да работи стабилно во режимите лево од точката М во која кривата на постројката $H_p(Q)$ ја тангира кривата на пумпата $H(Q)$. За да се одговори на ова прашање се врши анализа на стабилноста на работата на пумпата во работен режим D. За да се анализира било која рамнотежна состојба на материјалниот систем потребно е да се изваде системот од рамнотежна состојба. Ако при тоа системот тежи да се врати во рамнотежната состојба, тогаш се работи за стабилна рамнотежа. Во спротивно, ако системот не се враќа во првобитна положба, туку се одалечува, тогаш станува збор за нестабилна (лабилна) рамнотежа.

Нека режимот на работа на пумпата од режим D се помести во страна на поголеми протоци (режим E). При тоа потребниот напор во точката E (H_{pE}) е помал од напорот кој го остварува пумпата (H_E). Во течноста заради тоа се јавува вишок на струјна енергија која води до забрзување на струењето а со самото тоа и до зголемување на протокот. Протокот ќе се зголемува се до вредноста која одговара на режимот во точката С. Аналогно, при отстапување на режимот на пумпата од режимот D во страната на помали протоци, потребниот напор е поголем од напорот на пумпата. Недостатокот на енергија во струењето на течноста води кон нејзино успорување, а понатаму и кон пад на протокот.

Од погоре кажаното, произлегува дека, отстапувањето на режимот на пумпата од рамнотежниот режим D во една или друга страна, режимот на работа на пумпата не се враќа повторно во првобитната состојба. Може да се заклучи дека режимите на работа кои одговараат на работните точки на кривата $H(Q)$ лево од точката М се нестабилни. Режимите десно од точката М по должина на кривата $H(Q)$ се стабилни во нив пумпата може да работи. Режимите кои се помеѓу точките М и В спаѓаат исто така во нестабилни режими. Заради тоа граница на зоната на стабилни режими не е точката М туку точката В. Карактеристиките за напор на пумпите кои имаат нестабилна работна област се нарекуваат лабилни пумпи, а пумпите кои не се во оваа област се со стабилни карактеристики. Пумпите кои служат за транспорт на течноста во променливи режими на работа треба да имаат стабилни карактеристики. Така е, на пример, случајот со напојните котелски пумпи, кои може да обезбедат стабилен и континуиран проток во котелот, при било кој работен режим.

8. РАБОТНИ РЕЖИМИ НА ПУМПНА ВО ПОСТРОЈКА СО ПОВЕЌЕ ПУМПИ

Пумпната постројка многу ретко се проектира со еден пумпен агрегат, заради две причини. Прва причина е заради сигурен погон т.е. заради избегнување на можноста од престанок на работа на постројката, неопходно е покрај основниот да се предвиди и резервен агрегат. Вградувањето на резервен агрегат значително ги зголемува инвестициските вложувања во пумпната постројка, со обзир дека пумпниот агрегат е најскап елемент во постројката. Втора причина, барањата на технолошките потрошувачи, кои треба да ги исполни пумпната постројка, во принцип, се менуваат во текот на денот, неделата или сезоната, и таквото покривање на протокот во широк опсег бара работа на пумпата во неоптимални работни режими и често со лош степен на искористување.

За да се избегне ситуацијата и во едниот и во другиот случај во пумпната постројка се вградуваат повеќе пумпни агрегати, минимум два, кои, при заедничка работа, обезбедуваат проектни (оптимални) параметри на постројката (H_p , Q_p).

Постојат два начина за врзување на пумпите во мрежа: паралелно и сериско поврзување. При паралелно врзување на повеќе пумпи кои заедно го напојуваат цевоводот на потис, нивниот број зависи, од потребниот проток низ пумпната постројка. Во овој случај на одреден број на работни пумпи се додава уште една резервна. Кај поголеми и позахтевни постројки бројот на резервни агрегати е 20-30% од бројот на работни агрегати. Пожелно е, но не и обавезно, да паралелно врзаните пумпи бидат со идентични карактеристики, бидејќи така се олеснува одржувањето и експлоатацијата со постројката.

Сериско поврзување на пумпи се применува за случај кога една пумпа не може да го оствари потребниот напор на постројката (H_p). Пумпите се вградуваат така да влезниот пресек на пумпата на првиот степен се врзува со влезниот пресек на пумпата од вториот степен и се така сериски. Сериското поврзување е неопходно и за случај кога пумпата од првиот степен напојува одредени потрошувачи, па само дел од протокот го презема вториот степен.

Со паралелната врска се собираат протоците на поединечните пумпни единици, а при сериската врска се собираат напорите. Кај сложените постројки можна е и комбинација, кога сериски ќе се поврзат неколку пумпни станици, од кои секоја може да има повеќе паралелно врзани пумпи. Проблемот со концептот на постројката го решава проектантот спрема барањата согласно проектната задача.

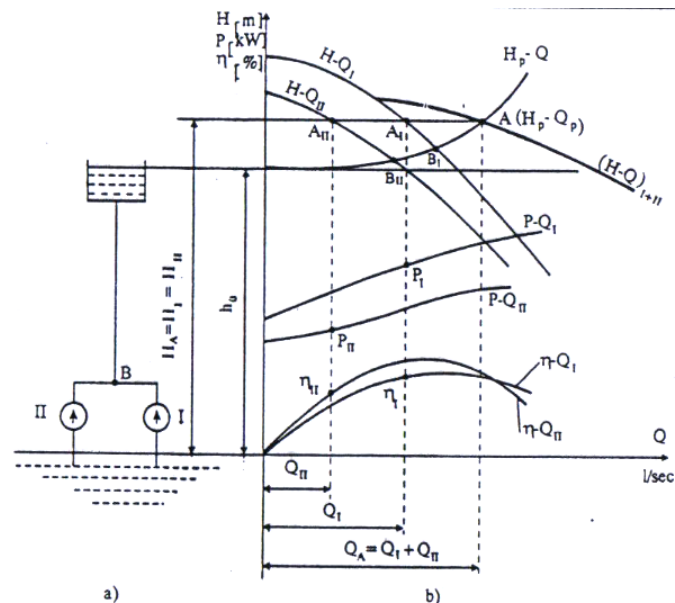
8.1. ПАРАЛЕЛНА ВРСКА НА ПУМПИ

8.1.1. Паралелна работа на пумпи кои се наоѓаат на мали растојанија

Обично пумпите кои работат на еден долг потисен цевовод, се вградуваат близу една до друга во машинската зграда на пумпната постројка. За да се обезбеди поуздана работа на пумпите треба да имаат независни всисни цевоводи. На слика 8.1.-а, прикажана е шема на постројка со две пумпи (I и II) на кои одговараат различни работни карактеристики на напорот $(H-Q)_I$ и $(H-Q)_{II}$, карактеристики на моќност $(P-Q)_I$ и $(P-Q)_{II}$ и степен на искористување $(\eta-Q)_I$ и $(\eta-Q)_{II}$, слика 8.1.-b.

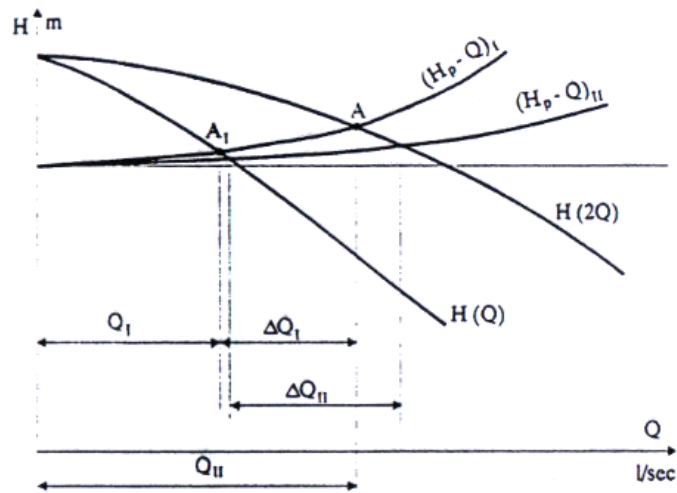
Поаѓајќи од претпоставката дека пумпите се вградени близу една до друга, а потисниот цевовод на кои се вградени е долг, може да се занемарат загубите во всисниот и потисниот цевовод до точката на разгранување на потисниот цевовод В.

Ако за двете пумпи всисниот резервоар е заеднички тогаш и напорот за двете пумпи ќе биде ист бидејќи ист е и притисокот во чворот В кој тие го остваруваат. Ако двете пумпи се заменат со една, тогаш таа пумпа мора да даде проток еднаков на збирот на поединечните протоци на двете пумпи, кои одговараат на ист напор. За да се добие карактеристиката на една еквивалентна пумпа или "сумарна карактеристика на двете пумпи" треба да се соберат апсцисите на работните точки на кривите $H-Q$ на двете пумпи (протоците) кои одговараат за иста ордината (напор). Со други зборови, потребно е да се сложат кривите $H(Q)$ на пумпите по хоризонтала. Во пресек на кривата на напорот $(H-Q)_{I+II}$ (сумарна карактеристика) со карактеристиката на пумпната постројка $H_p(Q)$ се добива работната точка А. Апсцисата на точката А е еднаква на збирот од протоците на двете пумпи Q_I+Q_{II} , т.е. протокот на постројката Q_p , а ординатата е еднаква на напорот на пумпите $H_I = H_{II}$, односно напорот на постројката H_p . Со повлекување на хоризонтална линија низ точката А до пресек со кривата $(H-Q)_I$ и $(H-Q)_{II}$ се добиваат точките на режимот на работа A_I и A_{II} со карактеристики на моќноста $(P-Q)$ и степенот на искористување $(\eta-Q)$, а на апсцисата ќе се добијат работните параметри за двете пумпи P, η, Q при паралелна работа во постројката. За случај при поединечна работа на секоја од пумпите работните режими се во точките B_I и B_{II} .



Слика 8.1. Паралелна работа на две пумпи со различни работни карактеристики

На слика 8.2. прикажана е паралелна работа на две исти пумпи во постројка. Кога работи само една пумпа, тогаш работната точка е $A_I(Q_p=Q_I)$. Ако паралелно на првата се приклучи другата пумпа ќе се зголеми протокот на постројката до $Q_{II}=Q_A$ (точка А). При тоа протокот на постројката не се зголемува дугоду незначително. Вклучување на трета, четврта и т.н. пумпа во паралелна работа на еден цевовод ќе даде прогресивно опаѓачки пораст на протокот (ΔQ). Намалувањето на прирастот на протокот е поинтензивно колку е пострмна карактеристиката на постројката. При работа на пумпа во постројка со карактеристика $(H_p-Q)_{II}$ порастот на протокот ΔQ_I при вклучување на други две пумпи е поголем ΔQ_{II} , отколку при работа во постројка со карактеристика $(H_p-Q)_I$. Од каде следи, дека очекуваниот позитивен ефект, при паралелна спрега на пумпи (зголемување на протокот на постројката) може да се оствари само во случај кога карактеристиката на постројката (H_p-Q) е хоризонтална, а тоа е случај на краток цевовод и самото тоа мали хидраулични загуби во постројката.

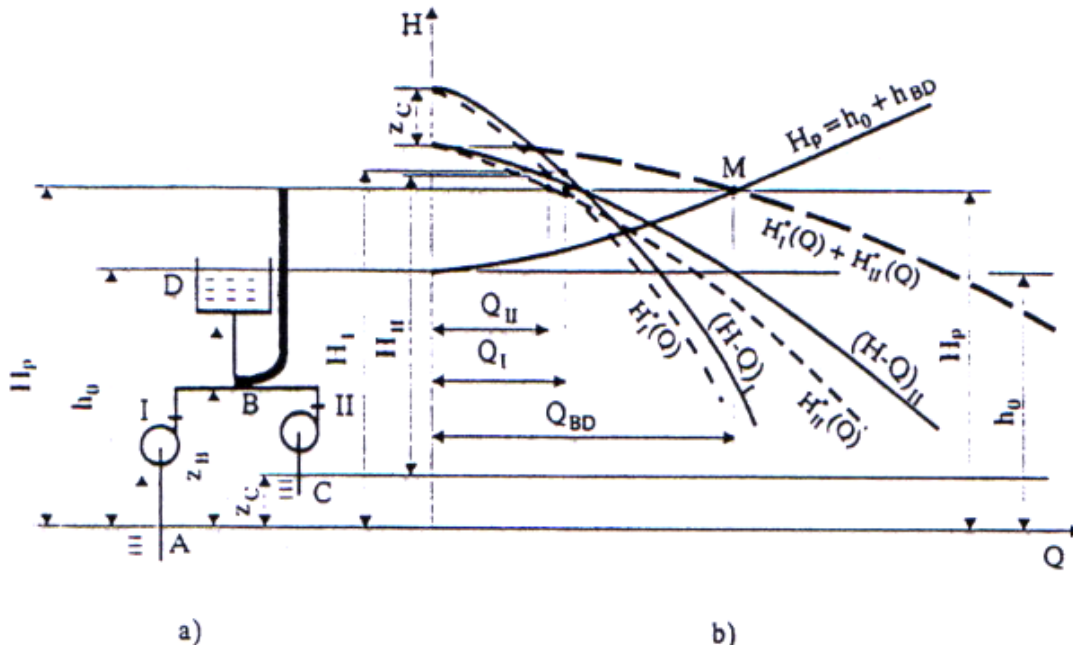


Слика 8.2. Паралелна работа на две пумпи со исти карактеристики

8.1.2. Паралелна работа на пумпи на значително меѓусебно растојание

Во пракса често две пумпи (I и II) со различито работни карактеристики работат во паралелна врска во постројка, при што значително се одалечени една од друга. Во овој случај неможат да се занемарат загубите во всисниот и потисниот цевовод до точка на разгранување на потисниот цевовод (B). Карактеристична шема на постројката за овој случај прикажана е на слика 8.3.-а, при што нивото на всисните резервоари се на различни висини.

За да се одредат работните параметри а постројката потребно е да се пресметаат енергетските биланси за гранките AB, CB и BD.



Слика 8.3. Паралелна работа на две пумпи на значително растојание во постројка

Гранка АВ. Напорот на пумпата I (H_I) се троши за подигнување на течнота од ниво А до ниво В, потоа на создавање на притисок во точката $B = H_p - z_B$ и на совладување на хидрауличниот отпор на цевоводот АВ (h_{AB}):

$$H = z_B + (H_p - z_B) + h_{AB} \quad 8.1.$$

каде: H_p - потребен напор, сразмерен на висината на нивото на течноста во пиезометарот во однос на референтната рамнина, за која е усвоено всисно ниво од резервоарот на пумпата I.

Од 8.1. следи:

$$H_p = H_I - h_{AB} \quad 8.2.$$

Графички да се претстави зависноста на H_p од протокот на течноста по цевоводот АВ треба во согласност со равенката 8.2. од ординатата на карактеристиката $(H-O)_I$ на пумпата I, да се одземе големината на хидрауличниот отпор на цевоводот АВ, пропорционален на квадрат од протокот. Ќе се добие кривата $H_{I}^*(Q)$ односно карактеристиката на пумпата I редуцирана во точката В или редуцирана карактеристика на пумпата I.

Со цел поголема прегледност на шемата на постројката на слика 8.3.-а дадена е во размер со ординатната оска на графикот $(H-Q)$, при што апсцисата на графикот се поклопува со референтната рамнина, која е усвоена за нивото на течноста во всисниот резервоар на пумпата I.

Гранка СВ. Напорот на пумпата II се троши за подигнување на течноста од ниво С до ниво В, потоа на создавање на притисок во точката В= $H-z$ и на совладување на хидрауличниот отпор на цевоводот СВ (h_{CB}):

$$H_{II} = (z_B - z_C) + (H_p - z_B) + h_{CB} \quad 8.3.$$

Од каде следи:

$$H_p = H_{II} + z_C - h_{CB} \quad 8.4.$$

За да се претстави графички зависноста на H_p од протокот на течноста по цевоводот СВ, треба на ординатата на карактеристиката на пумпата I, да се додаде висината z_C или да се вцрта изворната карактеристика на пумпата II од нејзиниот всисен резервоар (ниво с) и од ординатата на така добиената карактеристика $(H-Q)_{II}$ да се одземат загубите во цевоводот ВС. Како резултат ќе се добие карактеристиката на пумпата II (H_{II}^*-Q) редуцирана во точката В.

Гранка ВD. Течноста во цевоводот ВD се движи на база на разликата на напорот во точките D(z_D) и В(H). Овој пад се троши на совладување на хидрауличните загуби во цевоводот ВD (h_{BD}):

$$h_{BD} = H_p - z_D \quad 8.5.$$

или:

$$H_p = z_D + h_{BD} = h_o + h_{BD} \quad 8.6.$$

За да се претстави кривата на зависност H_p од протокот на течноста во цевоводот ВD, треба на константната големина z_D да се додадат отпорите во цевоводот ВD, пропорционални на квадрат од протокот.

Протокот во гранката ВD еднаков е на збирот на протоците во гранките АВ и ВС:

$$Q_{BD} = Q_I + Q_{II}$$

Треба да се нацрта сумарната крива $H_I^* + H_{II}^*$, т.е кривата на зависност H од сумарниот проток. За таа цел треба за сите вредности H да се соберат апсцисите на редуцираните карактеристики на пумпи $H_I^* + H_{II}^*$ (собирање по хоризонтала). Пумпната постројка работи со таква вредност на H при која протокот низ цевоводот ВD е еднаков на збирот од протоците во цевоводите АВ и ВС т.е. при која апсцисите на сумарни карактеристики $H_I^*(Q) + H_{II}^*(Q)$ и карактеристиките на цевоводот ВD се еднакви. Тој услов е задоволен во точката М, тоа е точката на пресек на наведените криви. Апсцисата на точката М е еднаква на протокот на постројката Q_p , а ординатата на напорот на постројката H_p . Знаејќи ги параметрите на постројката (Q_p, H_p) , може да се

најдат по редуцираните карактеристики $H_I^*(Q)$ и $H_{II}^*(Q)$ протоците Q_I и Q_{II} по должина на цевоводите АВ и ВС, кои се еднакви на протоците на поединечните пумпи. За познати протоци Q_I и Q_{II} одговараат работни точки за двете пумпи на нивните изворни карактеристики, на кои одговараат напорите H_I и H_{II} .

8.2. СЕРИСКО ПОВРЗУВАЊЕ НА ПУМПИ

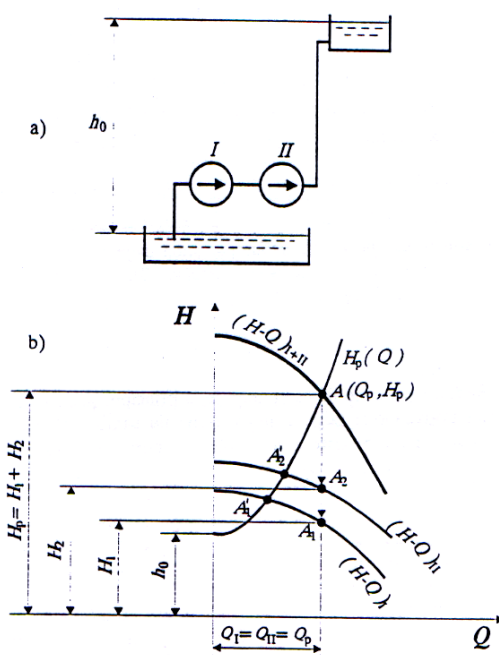
Сериска врска на пумпи, слика 8.4.-а, се применува за зголемување на напорот во постројката во случај кога тоа неможе да се оствари само со една пумпа. При тоа протокот е ист низ сите степени на работната спрега, доколку помеѓу нив нема потрошувачка или доток на течност. Напорот на постројката еднаков е на збирот на напорите на поединечните пумпи, при ист проток.

Сериски поврзаните пумпи може да бидат поставени во едно ниво или на различни висини и одалечености една од друга, а можат да бидат со идентични или различни карактеристики.

Сериско поврзување на пумпи со различни карактеристики. На слика 8.4. прикажана е шема на постројка со две сериски поврзани пумпи на исто ниво со различни карактеристики $(H-Q)_I$ и $(H-Q)_{II}$. Висината на потисок е h_0 .

Како и во случај на паралелна врска збирната карактеристика на група сериски поврзани пумпи се одредува на основа на карактеристиката на секоја поединечно. Постапката се состои од тоа што се собираат ординатите на работните точки на карактеристиките $H(Q)_I$ и $H(Q)_{II}$ при ист проток и така се добива сумарната крива $H(Q)_{I+II}$, слика 8.4.-b.

Пресекот на збирната сумарна карактеристика на пумпите $H(Q)_{I+II}$ со карактеристиката на постројката $H_p(Q)$ ја дава работната точка на постројката А, односно параметрите: $H_p = H_I + H_{II}$ и Q_p . Со повлекување на вертикална линија низ оваа точка до пресек со кривите $H(Q)_I$ и $H(Q)_{II}$ се добиваат работни точки на секоја од пумпите при работа во редна врска: $A_I(H_I, Q)$ и $A_{II}(H_{II}, Q)$. При поединечна работа на пумпите на мрежа, работните точки би одговориле на точките A_1 и A_2 .



Слика 8.4. Сериска спрега на пумпи со различни карактеристики

При оваа спрега течноста која се доведува на пумпата II веќе има значителен притисок, кој може да го надминува дозволеният работен притисок во куќиштето на самата пумпа. Заради тоа мора да се обрати внимание и другата пумпа да не се вградува

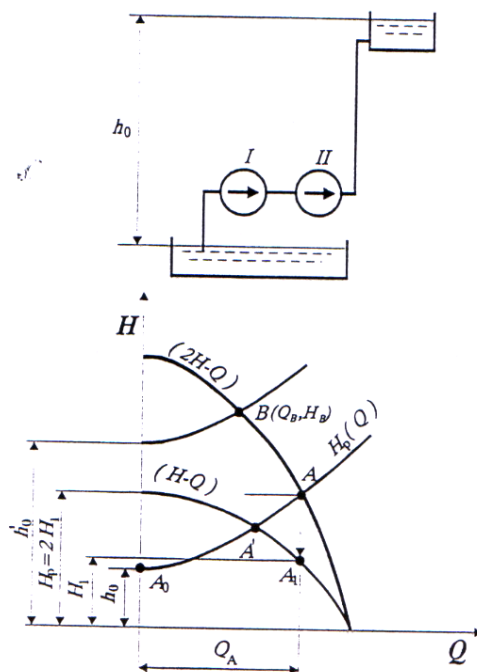
непосредно до првата пумпа, туку нејзината позиција во постројката да се избере така да притисокот на всис се намали на дозволената вредност.

Сериско поврзување на идентични пумпи. На слика 8.5. прикажана е збирна работна карактеристика (2H-Q) за случај на постројка со две исти пумпи во сериска спрега. Кривата (2H-Q) се добива со удвојување на карактеристиките на кривата H(Q). От точката A₀ одредена со висината h₀ повлечена е карактеристиката на постројката H_p = k · Q². Пресекот на овие две карактеристики (точката A) го одредува вкупниот напор на постројката H_p. Секоја пумпа поединечно дава ист проток Q_A и напор H₁=H_A/2 (точка A₁). Ако висинската разлика на нивоата во резервоарите е поголема од напорот, што може да го даде една пумпа, тогаш две сериски спрегнати пумпи даваат проток Q_B и напор H_B (точка B), а при тоа секоја остварува напор H=H_B/2 и проток Q_B. Во овој случај вклучување во погон на само една пумпа не би имало смисла, бидејќи таа не може да го оствари потребниот напор.

Сериска врска со две или повеќе пумпи, од гледна точка на сигурен погон е понеповолна од случај на само една пумпа со соодветен напор. Примената на ова решение е оправдано кога треба да се постигне изразито голем напор во постројката од оној кој може да го даде една пумпа или кога треба да се обезбеди значителна варијација на напорот во постројката. При тоа треба да се знае дека куќиштето на пумпата и останатите нејзини елементи димензионирани се за одреден притисок. Заради тоа дозволеният притисок на всис на пумпата мора да се почитува при проектирање на постројки со сериски спрегнати пумпи.

Сериското спрегнување на пумпи е поефикасно за цевоводи со помал пречник, додека паралелно спрегнати пумпи се за цевовод со поголеми пречници. При оценка на погодност на цевоводот потребно е да се врши анализа на решението со сериска и со паралелна врска, со претходно избрани пумпи, па дури потоа да се одлучи кое е подобро решение.

При изборот на пумпи и начинот на нивно врзување во постројката треба да се внимава сите пумпи да работат во оптимален режим или блиску до него. Со цел да се постигне ефикасно решение најдобро е во фаза на проектирање на пумпната постројка да се варира со типови и величини на пумпи, траса и пречници на цевоводот. Ако се врши и оптимизација, тогаш задачата е многу сложена.



Слика 8.5. Сериска спрега на пумпи со исти карактеристики

9. РЕГУЛИРАЊЕ НА ПУМПИ

9.1. ПРИНЦИПИ И ВИДОВИ НА РЕГУЛИРАЊА

Под регулирање на пумпата се подразбира начинот на работа при кој, во текот на работата на пумпата, прокот се менува. Промената на протокот, во принцип, се остварува на два начина и тоа или со дејство на пумпата, со промена на нејзините карактеристики $H(Q)$ или со дејство на постројката, со промена на нејзините карактеристики $H_p(Q)$.

Промената на карактеристиката на отпорот на пумпата $H(Q)$ е можна на повеќе начина: со промена на брзината на вртежите, промена на аголот на лопатките од работното коло, регулација на предколото, скратување на внатрешниот пречник од работното коло и промена на бројот на работните пумпи. Најефикасно делување на пумпната постројка се постигнува со вградување на манипулативен регулационен вентил на потисниот цевковод или со вградување на обиколен вод, со кој се регулира протокот низ постројката, односно се менува карактеристиката $H_p(Q)$.

Во специјални случаеви промената на протокот на пумпата се остварува дисконтинуално, односно се применува прекин на работата на пумпата, кога една или повеќе пумпи, повремено се вклучуваат или исклучуваат. Во тој случај е неопходно да се вгради уред кој ќе одговара и кој ќе служи за израмнување на протокот (хидрофор, воден мост и др.).

9.2. РЕГУЛИРАЊЕ НА КАРАРИСТИКИТЕ НА ПУМПНАТА ПОСТРОЈКА

Во пракса најчесто се применуваат две решенија за промена на карактеристиките на пумпната постројка $H_p(Q)$ и тоа: вградување на регулационен вентил на потисниот цевковод и вградување на обиколен цевковод.

9.2.1. Регулационен вентил на потисниот цевковод

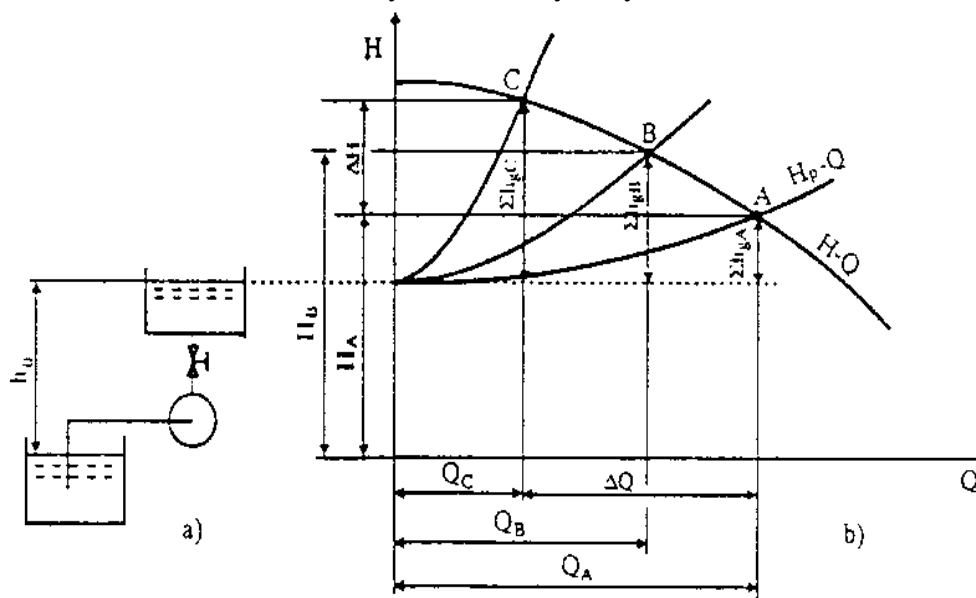
Вградувањето на регулациониот вентил на потисниот цевковод и тоа обично, веднаш позади пумпата (слика 9.1-а), со неговото отварање или пригушување во текот на работата, можно е менување на хидрауличните губитоци во потисниот цевковод, кои пумпата треба да ги совлада ($\Sigma h_g = k \circ Q^2$).

Имено, со отварање на регулациониот вентил губитоците се намалуваат, а со пригушување се зголемуваат, со што се менува коефициентот на цевководот (k), а со самото тоа, се менува и положбата на работната точка на пумпата по кривата $H(Q)$ од точката A до точката C или обратно, согласно промената на кривата на постројката (слика 9.1-б). Растојанието од A до C преставува област на регулирање на пригушениот проток на пумпата на потис (DQ, DH).

При претпоставка дека пумпата треба да има проток не Q_A кој одговара на режимот A (пресек на кривата $H(Q)$ со кривата $H_p(Q)$), туку Q_B и дека $Q_B > Q_A$, (работна точка B) за да карактеристиката на постројката $H_p(Q)$ се пресече во точката B со кривата $H(Q)$, потребно е да се покачат хидрауличните загуби во постројката. Тоа наједноставно се постигнува со затворање на регулациониот вентил на потисниот цевковод. Како резултатот на ова затворање губитоците во постројката се зголемуваат, карактеристиката на постројката станува стрмна и ја

сече кривата $H(Q)$ во точката B . При тој режим отпорот на пумпата H_B ќе се состои од губитокот во потисот кој одговара на потполно отворен вентил и локалните губитоци во самиот вентил. Губитоците во вентилот, при регулирање на пумпата, преставуваат губитоци на пригушен проток.

За да се добие проток Q_C , помал од Q_B , потребно е уште повеќе да се затвори вентилот. Ова и понатаму ги зголемува губитоците во него.



Слика 9.1 Регулирање на пумпа со пригушување на протокот

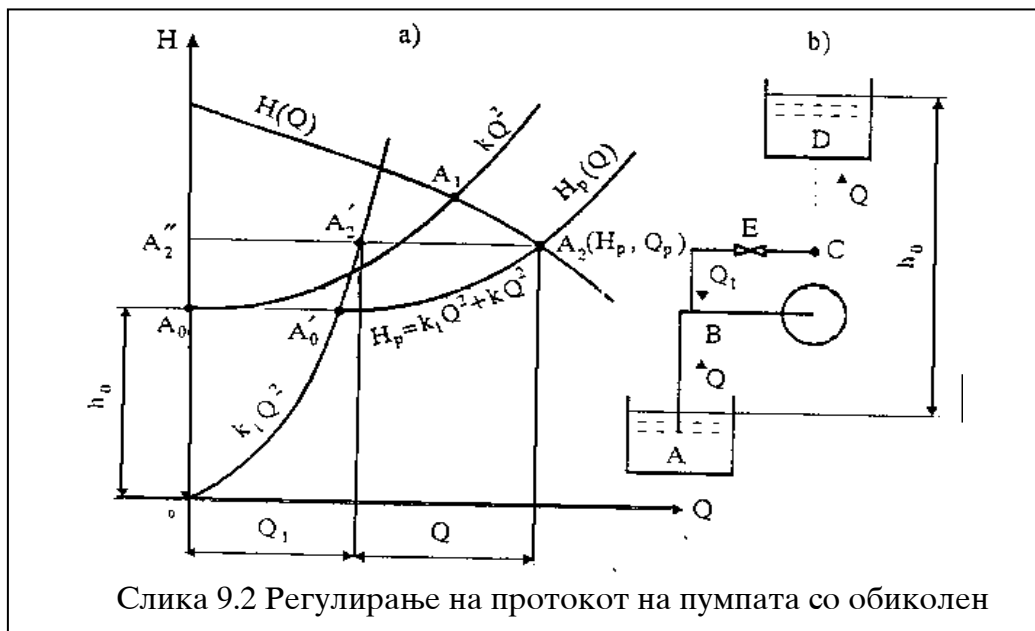
Овој начин на регулирање е едноставен и за изведување и за експлоатација. Од аспект на инвестициски вложувања е поефтин од било кое друго решение. Меѓутоа, регулирањето со пригушување на протокот се остварува со зголемување на струјниот отпор, поради што, кај пумпите со голема моќност, значително се зголемуваат експлоатационите трошоци, кои се изразени со додатна потрошена погонска енергија и пораст на трошоците за одражување на регулационите делови. Затоа овој принцип на регулирање, се препорачува за мали и средни радијални пумпи, и тоа во услови, кога се потребни мали и временски краткотрајни промени на номиналниот проток. Решението е посебно оправдано за мали пумпи кај кои со пригушување на протокот опаѓа моќноста, што е случај кај колите со мали специфични вртежи.

Во оваа прилика треба посебно да нагласиме дека пригушниот орган, било да е со подесувачки особини (регулационен вентил) или константни особини (пригушница) треба, во принцип, да се вградуваат само во потисниот вод. Ова е така, од причина, што треба да се избегнат ниските притисоци на всисната страна на пумпата, заради кои може да дојде до појава на кавитација. Ако регулирањето е во тесна зона на промена на протокот, а всисот на пумпата се наоѓа под доволен притисок (потопена пумпа) може да се вгради регулационен орган во всисниот цевковод.

9.2.2 Обиколен вод

Понекогаш се применува и регулирање на протокот на пумпата со обиколен вод или со **by-pass** (слика 9.2-б). Овој начин на регулирање се остварува со вградување на обиколен вод **СЕВ**, кој ги спојува всисниот и потисниот цевковод на пумпата. На обиколниот вод се вградива регулаторен вентил E .

Кога ќе се отвори вентилот, тогаш едниот дел од протокот на течноста од потисниот цевковод (Q_1) се враќа назад во пумпата, додека другиот дел на протокот (Q) од потисниот цевковод оди кај потрошувачот. Графички протоците (Q) и (Q_1) се определуваат со цртање на парабола на губиток на постројката $H_p = h_0 + k \cdot Q^2$ со теме во точката $A_0(0, H_0)$. Точката A_1 одговара на протокот Q за затворен вентил на обиколниот вод. Во функција на отворање на вентилот на обиколниот вод се менува коефициентот k . Параболата на губитоците на обиколниот вод е $h_{g1} = k_1 \cdot Q_1^2$ и минува низ координатниот почеток. Пресекот на оваа парабола со правата која е повлечена низ A_0 , паралелна на апсцисата, ја дава точката A_0' (слика 9.2-a).



Слика 9.2 Регулирање на протокот на пумпата со обиколен

Збирната крива на постројката кога обиколниот вод е отворен се добива со суперпонирање на апсцисата со параболата $k_1 \cdot Q_1^2$ и $k \cdot Q^2$. Ваква добиената крива ја сече работната крива на пумпата $H(Q)$ во точката A_2 чија апсциса одговара на вкупниот проток на пумпата $Q_1 + Q$. Правата паралелна на оската повлечена низ точката A ја сече параболата $k_1 \cdot Q_1^2$ во точката A_0' , а ординатата (H) во точката A_2'' . Растојанието $A_2 A_2'$ го дефинира протокот Q кој оди до потрошувачот, а $A_2' A_2''$ протокот Q_1 кој преку обиколниот вод се враќа во всисниот простор на пумпата.

Ваков метод на регулирање на протокот доаѓа во предвид кај пумпите со голема специфична брзина n_q т.е. кај завојните и аксијалните пумпи, додека за центрифугалните пумпи ($n_q < 80$) ваковиот начин на регулирање на протокот е нееконичен, затоа што во принцип, овие пумпи служат за мали протоци, а големи напори. Слаба страна на овој метод е тоа што погонскиот мотор на пумпата постојано е преоптеретен.

Посложена постапка на ова решение е кога губитоците во всисниот и во потисниот вод на пумпата до рачвата (C) не можат да се занемарат во однос на губитоците во повратниот вод (CEB) и магистралниот вод (CD). Во тој случај од изворните карактеристики на напорот на пумпата $H(Q)$, треба да се премине на редуцираната крива на пумпата $H'(Q)$ во точката C , така што од изворната

крива на пумпата ќе се одземат губитоците во всисниот и потисниот цевковод (ABC) и потоа ќе се повтори процесот на графичката интерпретација на проблемот како во претходниот сличај (кога сите губитоци се занемарени), (слика 9.2-а).

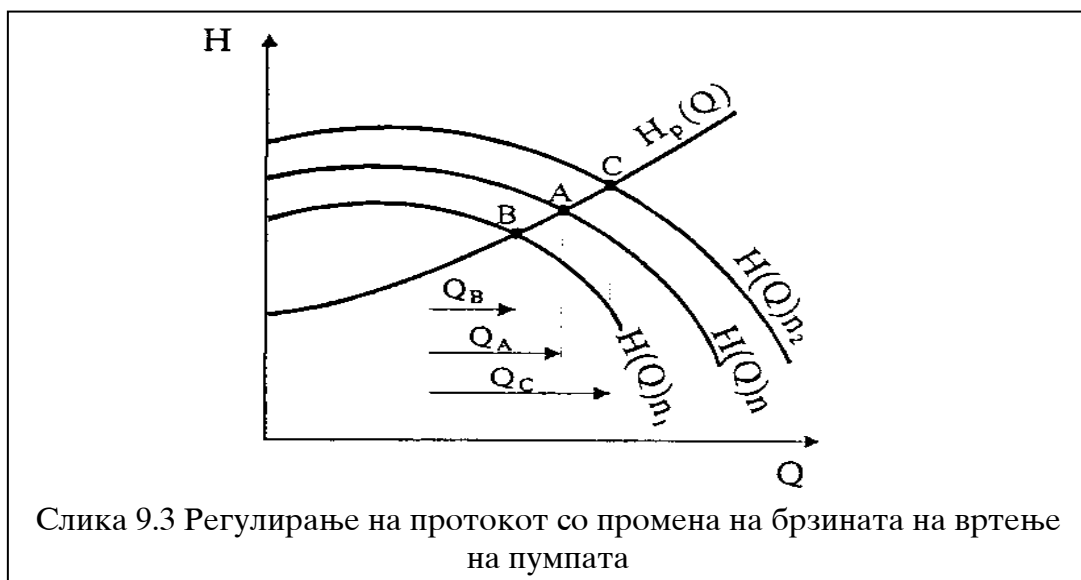
9.3. РЕГУЛИРАЊЕ СО ПРОМЕНА НА КАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ПУМПАТА

Карактеристиката на напорот на пумпата $H(Q)$ може да се промени на повеќе начини (спомнати во поглавието 9.1.) во зависност од видот на пумпата односно од формата на работното коло и од други веќе применети конструктивни решенија. Овде е важно да кажеме, дека независно од начинот на регулирање на пумпата, на овој начин работната точка лежи во подрачје на висок степен на искористување. Најповолно е да експлоатациониот режим се оствари при оптимален степен на искористување, а останатите режими да одговараат на протоците, поголеми или помали од оптималниот.

9.3.1. Промена на брзината на вртежите на пумпата

Пумпите, по правило, се погонети со помош на директна спрега со погонски мотор, а поретко преку преносникот или варијатор на брзини. Заради тоа, регулирањето на пумпите со промена на брзината на вртење е најчесто применуван метод во случаеви кога може да се промени и брзината на вртење на погонската машина. Во таквата група спаѓаат електромоторите со едномерна струја, парните турбини и асинхроните мотори на наизменична струја со тиристорска регулација на побудата и моторите со внатрешно согорување. Меѓутоа, во пракса најраспространети се асинхроните мотори, а за поголема моќност и синхроните мотори на наизменична струја, кои не можат да се регулираат или брзината на вртење им се менува со промена на бројот на вклучени полови.

На пумпите со променлива брзина на вртење им одговара, наместо работните карактеристики на напорот $H(Q)$, работното подрачје, кое графички обично се претставува како збир од криви $H(Q)$ кои одговараат на стандардните брзини на вртење на електромоторот: $H(Q)_{n_1}$, $H(Q)_{n_2}$... (слика 9.3).



Парцијалните карактеристики на напорот на пумпата за нови брзини на вртење $H(Q)_{n_1, n_2, n_3 \dots}$ се добиваат по математички пат по процедура (на основа на изворни моделски карактеристики на пумпите) опишан во поглавието 6.2.

Од сликата се гледа дека со промена на брзината на вртење (n) на пумпата доаѓа до промена на карактеристиката на напорот на пумпата $H(Q)$, а со тоа и до промена на работниот режим на пумпата, кој е определен со работна точка, која се наоѓа во пресек на работната крива на пумпата $H(Q)$, при дадена брзина на вртење, и кривата на постројката $H_p(Q)$. Ако, на пример, брзината на вртење се намалува од n на n_1 карактеристиката на напорот на пумпата транслаторно ќе се помери надолу (слика 9.3). За овој случај работната точка од A ќе се помести во B , а протокот се намалува од Q_A во Q_B . При покачување на брзината на вртење од n на n_1 карактеристиката $H(Q)$ се поместива транслаторно нагоре (над кривата $H(Q)$ за $n = const$) а протокот расте од Q_A до Q_C .

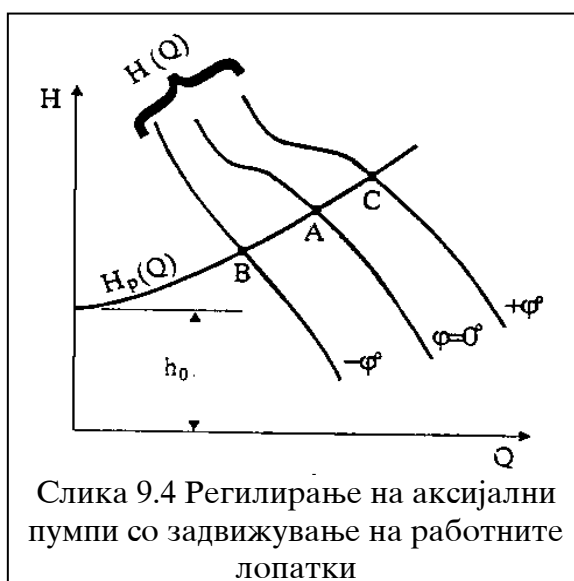
Регулирањето на протокот со промена на брзината на вртење на пумпите е поекономично од регулирањето со пригушување на цевната мрежа, затоа што се избегнуваат губитоците на пригушување на протокот во регулаторниот вентил. Освен тоа, степенот на искористување на пумпата, останува во овој случај, доволно висок во широк опсег на регулирање на протокот.

Со цел потполна престава за можноста за економично користење на пумпите, при разни брзини на вртење, треба по можност, да се користи регулационата, односно, универзалната карактеристика на пумпите (види поглавие 6.3) на која точките на различни режими на пумпите со ист степен на искористување (во поле $H-Q$), спојуваат континуирана крива. На овој начин, експериментално, се определува работната област (подрачјето на регулација) на пумпата за различни брзини на вртење.

9.3.2. Задвижување на лопатките на работното коло и предколо

Овој начин на регулирање на протокот се користи кај големите аксијални пумпи, како и кај некои дијагонални (радијално-аксијални) пумпи, чии работни лопатки се подесуваат во односот на главчината на работното коло (работното коло нема надворешен венец).

Кај пумпите од овој тип лопатките на работното коло можат да се



задвижат во главчината на колото за произволен агол. На секој агол на лопатките одговара друга работна карактеристика на напорот на пумпата, па и друга работна точка на пумпата. Обично со аголот $\varphi=0$ се означува работната крива $H(Q)$, која одговара на оптималниот работен режим на пумпата ($Q = Q_{opt}$ точка A). Со $+\varphi$ се означени режимите на големите протоци, а со $-\varphi$ режимите на малите протоци во однос на оптималниот (работните точки B и C) (слика 9.4.).

Регулирањето на протокот со промена на наклонот (аголот) на

лопатките на пумпата е енергетски економично, но конструктивно е сложено, а со самото тоа е и скапо за изведување. Пумпите со средни и големи димензии се изведуваат така што, задвижувањето на лопатките може да се оствари при работа на пумпата, со помош на посебен механизам за задвижување, кој се вградува во главчината на колото и шупливото вратило. Задвижувањето е рачно или хидраулично. На помалите пумпи, задвижувањето на лопатките може да се оствари само кога пумпата е вон погон, при што најчесто потребно е да пумпата за оваа потреба се демонтира привремено. Овде станува збор за подесиви лопатки на работното коло (за разлика од подвижните лопатки).

Со цел определување на работната област за различни агли на нагибот на работните лопатки, експериментално се определува регулационата или универзалната карактеристика на аксијалната пумпа.

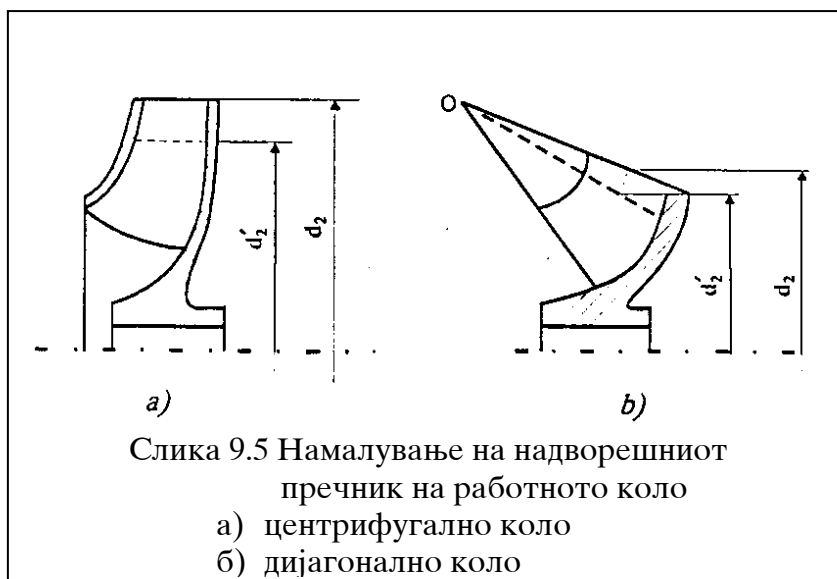
Кај некои конструкции на аксијални и дијагонални пумпи, можно е регулирање на протокот со помош на предколо. Предколото се вградува пред работното коло на пумпата. Во тој случај лопатките на предколото се покретни, а лопатките на работното коло се фиксни (пропелерно коло).

Лопатките на предколото можат, релативно едноставно, да се ротираат за определен агол во своето лежиште.

При нормално работење на пумпата лопатките на предколо се наоѓаат во меридијанска рамнина, т.е. струењето на течноста влегува во работното коло радијално и без кружни компоненти на апсолутната брзина ($C_{1u} = 0$, $\alpha_1 = 90^\circ$).

9.3.3. Подесување на работното коло

Областа на примена на центрифугалните и дијагоналните пумпи кои работат при $n = const$, во голема мера може да се прошири под услов надворешниот пречник на работното коло (d_2) да се редуцира на помала димензија. Со оваа постапка, во реални услови, се менуваат работните карактеристики на пумпата. Имено, на машина - струг колото се скратува по надворешниот обем со пречник (d_2) до пречник d_2' , кој треба да обезбеди соодветен проток и напор на пумпата. На сликата (9.5) прикажан е начинот на намалување на надворешниот пречник на работното коло на центрифугална пумпа (9.5.a) и на дијагонална пумпа (9.5.б).



Примерите покажуваат дека, при незначително намалување на надворешниот пречник (зависно од n_q) промената на степенот на искористување е без влијание. Инаку протокот, напорот и моќноста, при поминувањето на новиот пречник d_2' можат да се определат со употреба на законот за пропорционалност:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{d_2}{d_2'}; \frac{H}{H'} = \left(\frac{d_2}{d_2'}\right)^2; \left(\frac{P}{P'}\right) = \left(\frac{d_2}{d_2'}\right)^3 \quad \text{.....(9.1)}$$

каде што:

Q, H, P – параметри на пумпата при пречник на колото d_2

Q', H', P' – параметри на пумпата при пречник на колото d_2'

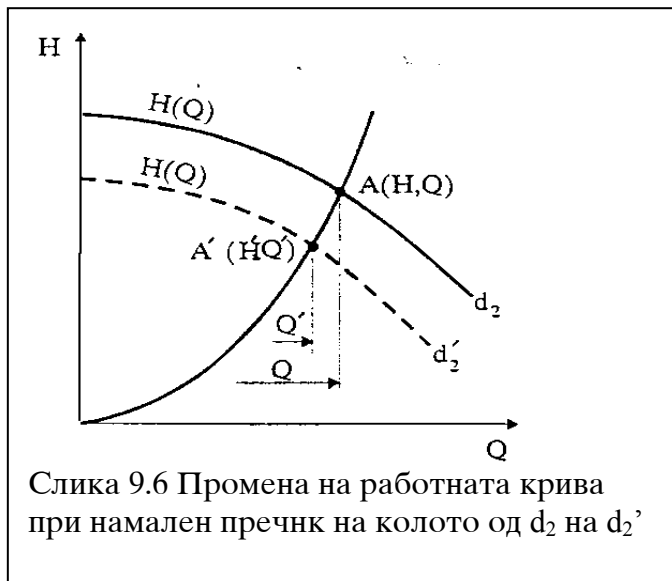
Од равенката (9.1) следува зависноста:

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{Q}{Q'}\right)^2; \frac{H}{Q^2} = \frac{H'}{(Q')^2} = k = const; H = k * Q^2 \quad \text{..... (9.2)}$$

Равенката $H = k * Q^2$ преставува квадратна парабола со теме во координатниот почеток, која се вика парабола на скратување. Во равенката (9.1) се претпоставува дека $\eta = \eta'$, параболата на скратување истовремено е и парабола на еднакви степени на корисност, односно крива на слични режими на работа на пумпата.

Ако е позната кривата на напорот $H - Q$ на пумпата при нормален пречник на работното коло на излез (d_2), а потребно е да се осигура протокот Q' и напор H' на пумпата (точка А, слика 9.6) на кои одговара помал пречник на работното коло d_2' постапката за определување на новиот пречник на колото е следна: Низ точката А(Q', H') се повлекува парабола со коефициент $k = \frac{H'}{Q'^2}$.

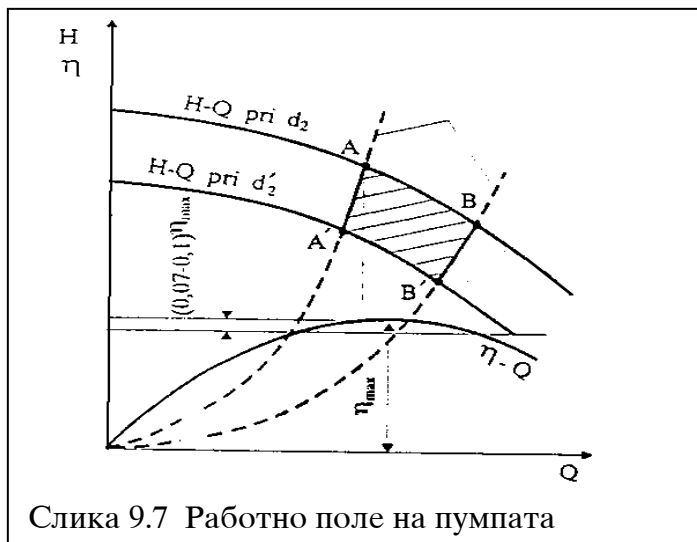
Точката на пресек (А) на дадената парабола со кривата $H(Q)$ на пумпата за пречник d_2 ги определува протокот и напорот во тој режим. Откако ќе се изврши замена на Q и Q' во равенката (9.1) се добива соодветниот пречник на скратување на работно коло d_2' .



Слика 9.6 Промена на работната крива при намален пречник на колото од d_2 на d_2'

Дозволеното максимално скратување на работното коло (d_{2min}) зависи од специфичната брзина на вртење n_q . За кола со $n_q > 96$ не се препорачува скратување. Се препорачува, исто така, да работната област на пумпата биде во граница $\eta = 0,9 * \eta_{max}$. Ако ова намалување на степенот на искористеност одговара на точките А и В на работната крива $H(Q)$ при пречник на колото d_{2max} , тогаш, за да степенот на искористување ја задржи својата вредност и при d_{2min} , треба да се најде кривата

$H(Q)$ при d_{2min} , и на неа да се најдат точки А' и В' кои одговараат на режимите на работа на пумпата (слични режими) како и во точките А и В (слика 9.7).



Слика 9.7 Работно поле на пумпата

Добиениот криволиниски четириаголник $ABA'B'$ претставува работно поле на пумпата, на кое одговараат режимите во кои степенот на искористување на пумпата ги задржува вредностите во границите за кои се препорачува да се користи пумпата $\Delta\eta=(0.07-0.1)\eta_{\max}$.

9.4. ДИСКОНТИНУАЛНО РЕГУЛИРАЊЕ

9.4.1. Област на примена

Во многу случаи пумните постројки работат на принцип на дисконтинуална или повремена работа на пумпните единици. Овој принцип е повolen, како за малите инсталации со една пумпа, како што се водоводите за домаќинството и малите индустриски погони, така и за постројките со поголем број на пумпни агрегати во паралелна работа, како што се градските или регионалните водоводи, големите индустриски погони и слично. Во овие случаи во постројката е неопходно да се вгради елемент кој ќе обезбеди израмнување на протокот и ќе ги ограничи осцилациите на притисок. За таа намена најчесто се употребуваат хидрофори, воднимостови или собирни резервоари со големи или мали димензии.

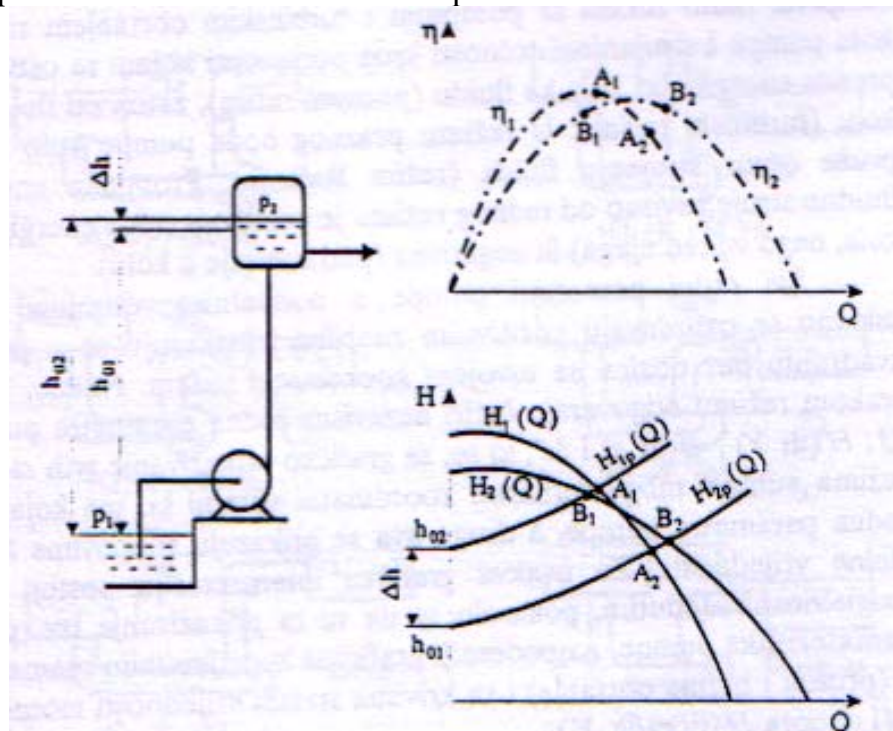
Во специјални ситуации се применува и комбинирано регулирање, при кое извесен број на пумпи (може да е само и една) се регулираат континуално (со промена на брзината на вртежите или со пригушување), а останатите повремено се вклучуваат или исклучуваат.

9.4.2. Постројка со една пумпа

Во малите постројки со еден пумпен агрегат и со изразена нерамномерна потрошувачка на вода се постигнуваат значително подобри работни услови на пумпата и намалена потрошувачка на вода, со вградување на хидрофор или воденост и со повремено исклучување на пумпата. Хидрофорот или водната кула прифаќаат определено количество на вода, доволно за снабдување на потрошувачите во период кога пумпата не работи. Тоа количество на вода треба да обезбеди доволно долг временски интервал, како за погон така и за неработење на пумпата, што е поволно за цела инсталација, а посебно за погонскиот електромотор.

На сликата (9.8) прикажана е шема на постројка со една пумпа и со хидрофор и дијаграмите кои и припаѓаат.

На скицата е прикажано приклучување на хидрофорот пред потрошувачите, што е чест случај. На дијаграмот се прикажани работните криви $H(Q)$ и $\eta(Q)$ за две различни пумпи, една е со стрмни карактеристики, а другата е со поблаги. Пумпата се исклучува при висината на потисок h_{01} , а се вклучува при h_{02} . На тие висини, на дадената крива на постројката $H_p(Q)$ која е непроменета и се движи надолу или нагоре во зависност од висината h_0 , одговараат работни режими на пумпата во еден случај во интервал A_1A_2 , а во друг случај во интервал B_1B_2 . По поволно е кога на работниот интервал одговара помала промена на протокот, бидејќи тогаш може да биде мала промената на степенот на искористување, а мала е и промената на интензитетот на протокот.



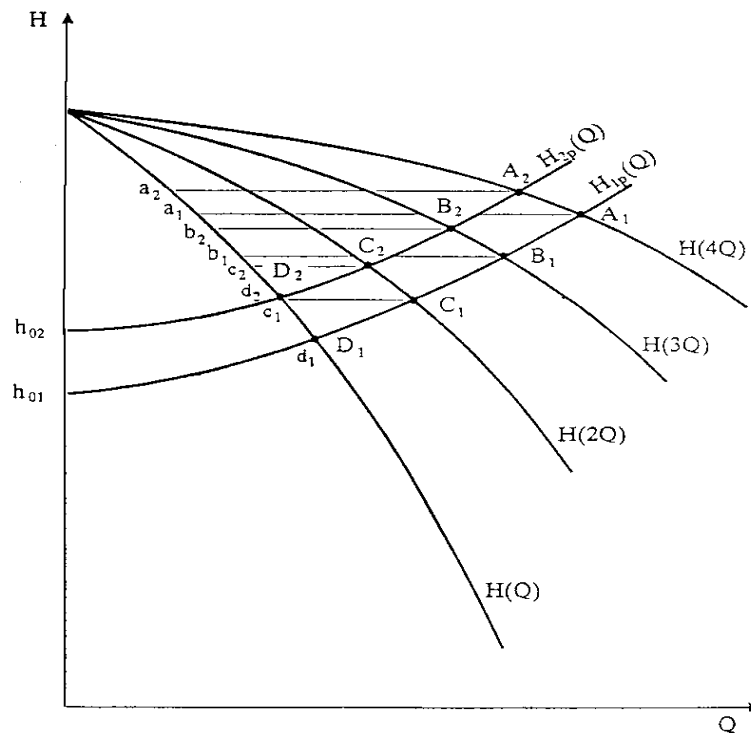
Слика 9.8 Постројка со една пумпа и хидрофор

9.4.3. Паралелна врска кај сложените пумпи

Во сложените пумпни постројки редовно се оди на решение со повеќе, паралелно врзани пумпни единици, кои можат, меѓусебе да се идентични, но и не мораат.

Управување со работата на постројката, која има повеќе паралелно врзани пумпи, при дисконтинуално регулирање, се состои од избор на бројот на вклучени единици, во зависност од потребниот проток. Постоењето на хидрофор, воден мост или собирен резервоар овозможува израмнување на билансот на водата, кога протоците низ пумпата не се подудараат со моменталната вредност на потрошувачката.

На слика (9.9) прикажани се работните карактеристики на четири идентични паралелно спрегнати пумпи. Референтните геодетски висини се менуваат од h_0 до h_0' , зависно од нивото на вода во горниот или долниот резервоар. Работните интервали на постројката, за сите четири пумпи, се од точката A_1 до точката A_2 , од каде на секоја пумпа одговара работа во интервал a_1a_2 . Аналогно е за спрег од три пумпи, на кои одговараат интервали B_1B_2 , односно b_1b_2 . За две пумпи се добива C_1C_2 и c_1c_2 . За една пумпа се добива интервал на постројката D_1D_2 кој е идентичен со интервалот на пумпата d_1d_2 .



Слика 9.9 Графички приказ на работниот режим на четири пумпи вертикално поврзани

Начинот за определување на работниот режим на паралелно спрегнати пумпи е опишан во поглавието 8.1. (слика 8.2). Соодветните вредности на степенот на искористување, моќноста и потребната резерва притисок заради заштита од кавитација може да се определат со постапката опишана во подглавие 8.1.

Од дијаграмот е очигледно дека работата само на една пумпа е најнеповолно, бидејќи во тој случај, пумпата работи со најголем проток и моќност, а и кавитациските услови се најнеповолни. Затоа, во текот на погон на постројката, треба да се менува редот на вклучување така да сите четири пумпи работат, по можност, еднакво долго и во исти услови, посебно подеднакво долго да работат поединечно.

Најдобро е процесот на регулирање да се изведе автоматски, со вклучување и исклучување на пумпите спрема промена на притисокот во некоја референтна точка на системот, на пример, спрема нивото во потисниот резервоар или спрема потрошувачката на вода во мрежата. Кој параметар ќе го користи пумпата за давање импулс за автоматската регулација и кои други податоци ќе ги сигнализираат додатните ограничувања, зависи од специфичноста на самата пумпна постројка.

Во постројката со повеќе спрегнати пумпи се применува и комбинирано регулирање, кое се состои од вклучување и исклучување на пумпните агрегати со истовремено континуирано регулирање на една од нив. Континуираното регулирање се изведува со гушење (што е дозволено за мали постројки) или со промена на брзината на вртење. Овие два случаеви се опишани во поглавието 9.3.

9.5. ПРЕОДНИ РАБОТНИ РЕЖИМИ ПОЛНА РАБОТНА КАРАКТЕРИСТИКА НА ПУМПИТЕ

9.5.1. Опис на појавите

Под нормални режими на работа на пумпата се подразбира режим во кој пумпата остварува оптимални работни параметри, проток Q и напор H . При тоа, работното коло се врти со константна аголна брзина ω односно брзина на вртежи n . Енергијата потребна за остварување на работата на струење $Y = g \circ H$ се донесува од погонскиот мотор и преку лопатките на колото се пренесува на работниот флуид. Соодветниот вртежен момент на вратилото на пумпата е M , а снагата (моќноста) $P = M \circ \omega$.

Во реални услови можни се, зависно од технолошките потреби, работни режими со пумпни и турбински смер на вртење на работното коло на пумпата и струење на течноста низ пумпата, при која се врши пренос на енергија од колото кон флуидот (пумпен режим), и од флуидот кон колото (турбински режим). Во режим на празен од, пумпното коло само дава отпор на струењето на флуидот (режим на кочење). Промената на енергијата на флуидната струја, зависно од работниот режим е позитивна (поголема енергија после колото, отколку пред него) или негативна (пад на енергија во колото).

Сите работни параметри на пумпата, во нормален режим на работа, условно се означуваат со позитивен знак и се прикажуваат во првиот квадрант без разлика на усвоениот координатен систем. Имено, за секој режим одговараат четири независни работни параметри на пумпата Q, H (или Y), ω (или n) и M , па за графичко прикажување на сите работни режими на пумпата, може да се формира координатен систем, со кои било два работни параметри, а другите два се прикажуваат со снопови на линии на постојаните вредности. За ваква графичка интерпретација постојат шест можности. Меѓутоа, се покажало дека за прикажување на т.н. полна карактеристика на пумпата, најповолни се графици со координатни оски Q и n (проток и брзина на вртење) и со кривите на константни вредности на моментот M и напорот H (или работата Y).

Во западната литература овие криви се познати како Карман-Кнапови (Karman-Knapp) криви. Секако, можни се и други комбинации на координатни оски, како пример (Q, H) или (Q, M) .

На слика 9.10 е даден шематски приказ на промената на параметрите на пумпата при разни работни режими.

9.5.2 Полна работна карактеристика на пумпата

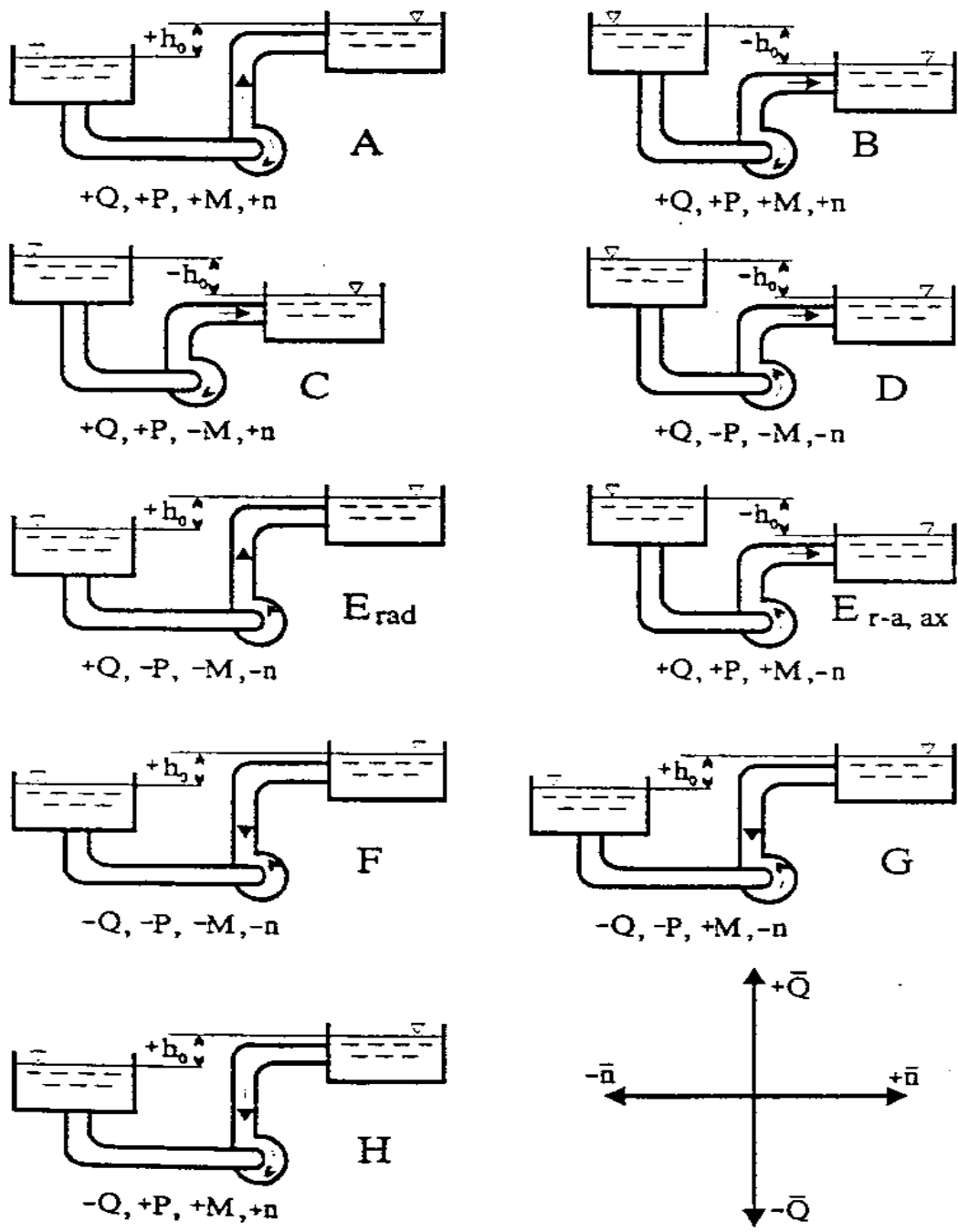
Иако се јавуваат ненормални работни режими и во погонски работни услови, за снимање на сите карактеристики на пумпата неопходно е да се изведат сложени лабораториски истражувања, со голем број на експерименти, при разни режими, во специјални простории во фабриката за производство на пумпи.

За физичка интерпретација на комплетната работна област на пумпата посебно се подесени Каран-Кнаповите криви, на кои се прикажува промената на работните карактеристики на пумпата во текот на времето (t) , $\bar{n}(t)$, $\bar{Q}(t)$, $\bar{H}(t)$, $\bar{M}(t)$, дефинирани како релативни мери:

$$\bar{n} = \frac{n}{n\bullet}; \bar{Q} = \frac{Q}{Q\bullet}; \bar{H} = \frac{H}{H\bullet}; \bar{M} = \frac{M}{M\bullet} \dots\dots\dots(9.3)$$

каде што:

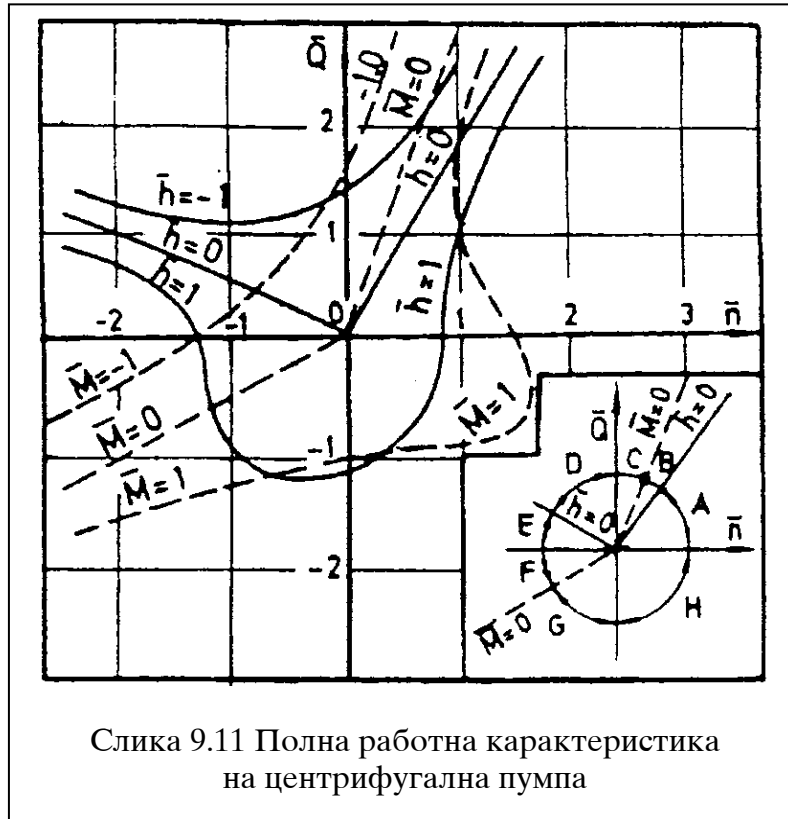
- n-брзина на вртење;
- Q-проток;
- H-напор;
- M-момент.



Слика 9.10. Шематски приказ на промената на знакот на параметрите за полна карактеристика на пумпата

Големините со кругчиња означуваат номинални вредности на работните параметри, при кои степенот на искористување на пумпата е најголем.

На илустрацијата на слика 9.11 прикажан е дијаграм на полна карактеристика на центрифугална пумпа ($n_q=24$).



Слика 9.11 Полна работна карактеристика на центрифугална пумпа

Во дијаграмот се внесени константните вредности на напорот \bar{H} со полни и моментот \bar{M} со испрекинати линии.

На сликата 9.11 е претставена, поради подобрата физичка интерпретација, кружната карактеристика на пумпата во кои се означени интервалите A, B, C, D, E, F, G, H за карактеристичните работни режими на пумпата, а тие ознаки се компатабилни со ознаките под скицата на сликата 10.1. При тоа, поедини работни интервали на пумпите ги имаат следните значења:

Интервал А. Интервалот е ограничен со оската $+n$ и линијата $\bar{Y} = \bar{H} = 0$. Се наоѓа во првиот квадрант и одговара на нормалниот работен режим на пумпата. Се карактеризира со следните вредности на параметрите: $+\bar{Y}$, $+\bar{Q}$, $+\bar{n}$, $+\bar{M}$. Овој режим припаѓа на нормален режим на работа на пумпата (пумпен режим).

Интервал В. Интервалот е ограничен со $\bar{Y} = \bar{H} = 0$., $\bar{M} = 0$ и се наоѓа во првиот квадрант. Значајни параметри се: $-\bar{Y}$, $+\bar{Q}$, $+\bar{n}$, $+\bar{M}$. Протокот низ пумпата се остварува со пад на напорот, што значи дека во овој режим, пумпата дава отпор на струењето и влијае на намалување на протокот. Пумпата работи како пригушен орган во режимот на кочење.

Интервал С. Интервалот е ограничен со линијата $\bar{M} = 0$ и позитивната оска $+\bar{Q}$ лежи во првиот квадрант, и одговараат следните вредности: $-\bar{Y}$, $-\bar{H}$, $+\bar{Q}$, $+\bar{n}$, $-\bar{M}$. Пумпата работи во турбински режим, при пумпна насока на вртење и се нарекува инверзна турбина, и му одговара многу ниска вредност на максималниот степен на искористување, (6-8%).

Интервал D. Интервалот припаѓа на вториот квадрант. Карактеристичен е за спороодните пумпи ($n_q < 38$), ограничен е со оската \bar{Q} и линијата $\bar{Y} = \bar{H} = 0$. За радијално-аксијалните и аксијалните пумпи ($n_q = 38-250$ и повеќе) долна граница е со оската $-\bar{n}$. Пумпата работи како во интервалот В, само при вртење на работното коло во спротивна насока, (режим на кочење).

Интервал E. За центрифугалните пумпи, интервалот припаѓа на вториот квадрант, помеѓу линијата $\bar{Y} = \bar{H} = 0$. и оската $-\bar{n}$, а за останатите типови на пумпи интервалот е во третиот квадрант помеѓу линијата $-\bar{n}$ и $\bar{Y} = \bar{H} = 0$. Режимот на работа е пумпен, со турбинска насока на вртење т.е. режим на инверзна пумпа. За центрифугални пумпи протокот и напорот се позитивни, а за останатите типови на пумпи се негативни. Степенот на искористување на инверзните пумпи е многу низок, но нешто поголем од оној кај инверзните турбини (10-12%).

Интервал F. За центрифугалните пумпи работното подрачје е помеѓу оската $-\bar{n}$, правата $\bar{M} = 0$, а за останатите типови на пумпи интервалот е помеѓу $\bar{Y} = \bar{H} = 0$. и $\bar{M} = 0$. Лежи во третиот квадрант, со следните вредности на параметрите: $+\bar{Y}$, $+\bar{H}$, $-\bar{Q}$, $\bar{n} = 0$, $-\bar{M}$. Во овој режим се остварува проток, момент и брзина на вртење како турбински режим, додека промената на енергијата на струењето одговара на пумпен режим. Пумпата, дава само отпор на струењето (режим на кочење).

Интервал G. Граничните линии се $\bar{M} = 0$ и оската $-\bar{Q}$, интервалот е во третиот квадрант, со следните параметри: $+\bar{Y}$, $+\bar{H}$, $-\bar{Q}$, $-\bar{n}$, $+\bar{M}$, што одговара на номиналната работа на пумпата. Овој режим во реверзибилни хидроелектрани претставува турбински режим, додека работата во пумпен режим се користи за акумулација на водата. Турбинската работа на пумпите се користи и во други технолошки процеси, каде има потреба (на пр., за рекулерација на енергија).

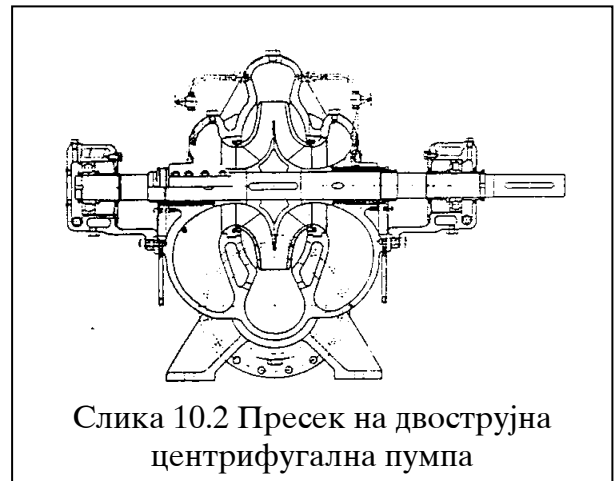
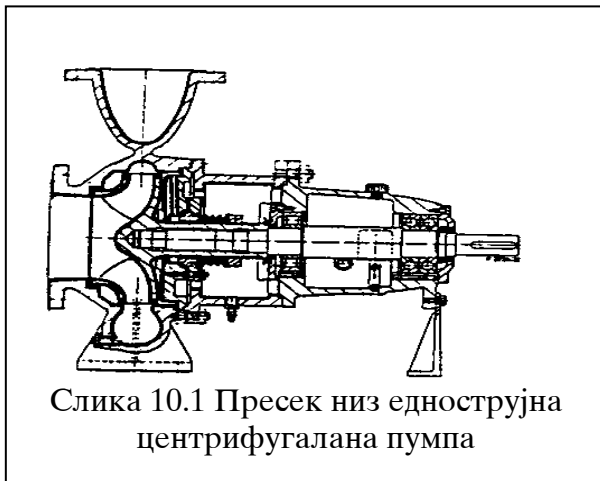
Интервал H. Овој интервал го опфаќа целиот четврти квадрант, му одговараат следните параметри: $+\bar{Y}$, $+\bar{H}$, $-\bar{Q}$, $\bar{n} = 0$, $-\bar{M}$. Се остварува при нормална насока на вртење на работното коло, кога напорот не е доволен за совладување на отпорот од мрежата, и во погонот нема едномерен вентил, или пак истиот е расипан, па водата се враќа. И овој режим е режим на кочење.

10. ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

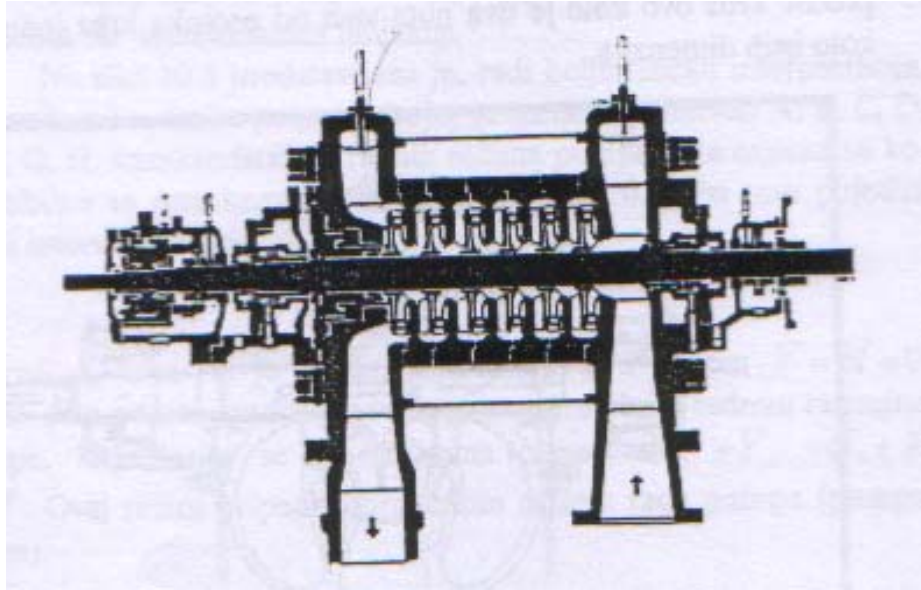
10.1. ПОДЕЛБА

Центрифугалните пумпи се делат спрема некои свои карактеристични својства, кои го определуваат конструктивното решение. Тоа се, во прв ред: начинот на доведување на течноста во работното коло, бројот на работните кола, положбата на вратилото, видот на медиумот, видот на погонот и специфичната брзина на вртење.

- Во зависност од начинот на доведувањето на течноста во работното коло, центрифугалните пумпи се делат на еднострујни и двострујни, односно со едностран или двостран довод на течност. Кај едностраните пумпи течноста во колото доаѓа само од една страна, (слика 10.1) додека кај двостраните пумпи течноста влегува во работното коло од две всисни страни (слика 10.2). Двостраното коло, во суштина, преставува две симетрични еднострујни работни кола спрегнати во една целина. Со самото тоа, протокот низ ова коло е два пати поголем од протокот низ едностраното коло со исти димензии.



- Во зависност од бројот на работните кола центрифугалните пумпи можат да бидат едностепени и двостепени. Во првиот случај, на вратилото на пумпата е поставено само едно работно коло, а во другиот случај повеќе работни кола. Едностепените пумпи се карактеризираат со кукиште во вид на спирала, поради што и пумпата се нарекува спирална пумпа, додека повеќестепените се составени од поединечни секции или степени, со свои припадни елементи. При тоа, секој степен за себе претставува посебна секција, која со помош на вратилото кое е заедничко, се спојуваат во една целина и така прават пумпна единица (слика 10.3). Во принцип, секој степен се состои од работно коло и елементи позади и пред работно коло. Елементот непосредно пред работното коло се вика предколо со лопатки, а елементот зад колото се нарекува задколо со лопатки. Задачата на предколото и задколото е рамномерно да донесува течност од предходното работно коло во наредното работно коло, односно од еден степен во друг, како и да изврши, при тоа трансформација на вишокот кинетичка енергија, која течноста ја однела од работното коло, во вид на притисок. Со самото тоа, дека течноста е нестислива, сите степени се исти и насоката на струење во сите степени е ист.



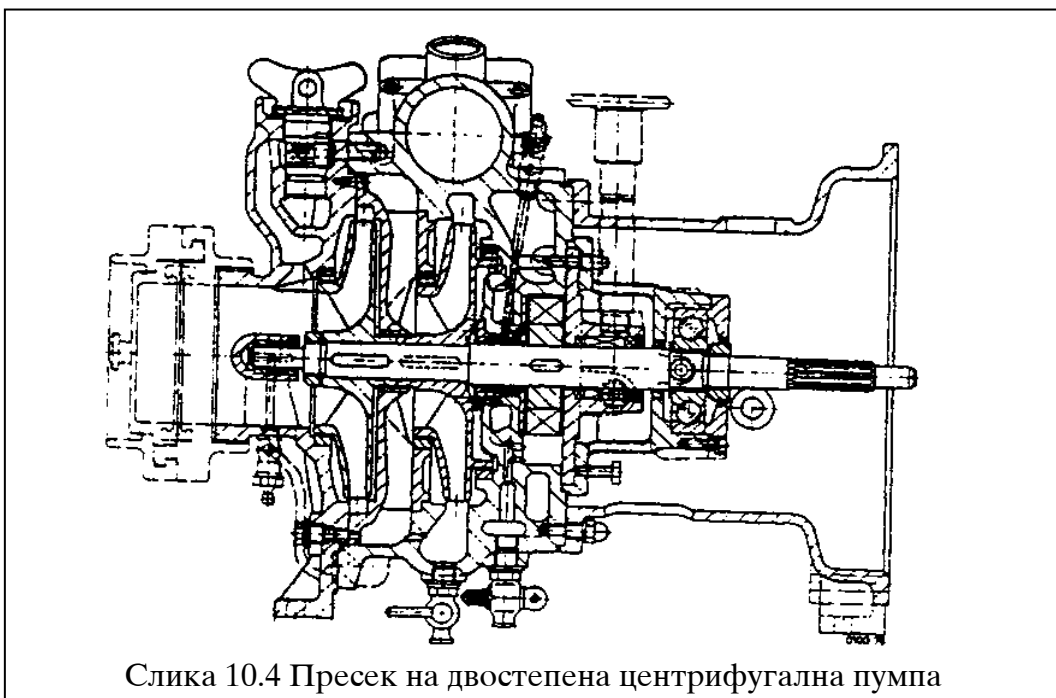
Слика 10.3 Пресек на типична повеќестепена центрифугална пумпа

Пресек на двостепена центрифугална пумпа односно со две симетрични поставени работни кола е прикажана на сликата 10.4. Степените меѓусебе се симетрични, а течноста до секое работно коло се донесува преку полуспирален всисен канал, а се одведува во заеднички спирален одводен канал. Преку посебна влезна цевка течноста се пренесува од еде степен во друг.

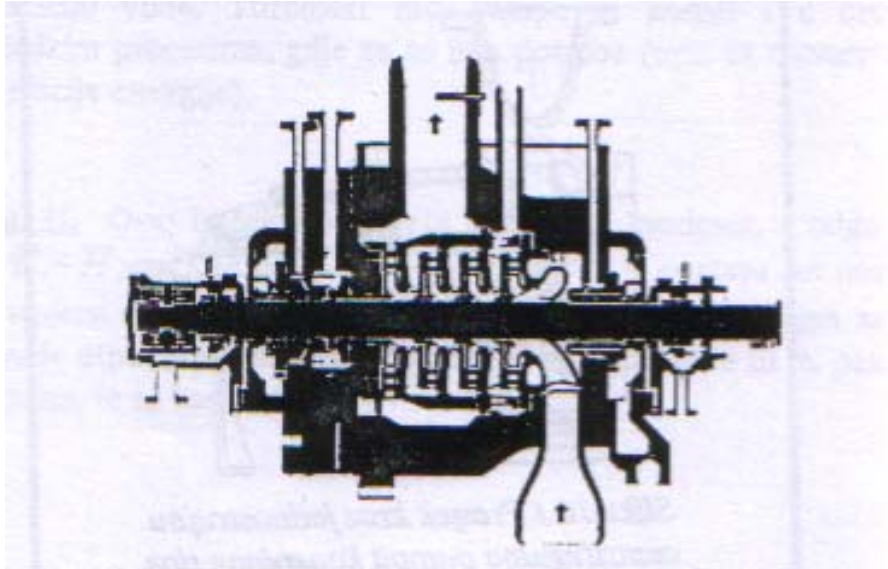
На слика 10.5. прикажан е пример на можни варјанти на изведување на повеќестепени центрифугални пумпи, во однос на типичното решение (прикажано на слика 10.3).

Основната карактеристика на повеќестепените пумпи е во тоа што вкупниот напор на пумпата е еднаков на напорот од поедините степени.

Недостаток на овој концепт на турбопумпи, е дека со порастот на бројот на степените, расте и аксијалната сила, која делува спрема всисната страна на пумпата, бидејќи силата на притисокот делува на задната страна на работното коло.



Слика 10.4 Пресек на двостепена центрифугална пумпа



Слика 10.5 Можно решение на повеќестепена пумпа

Освен тоа, пумпите од овој тип (секциски), во споредба со спиралните (едностепени) центрифугални пумпи, имаат и понизок степен на искористеност. Меѓутоа, без обзир на недостатоците, ова решение не може да се избегне, кога во прашање се високи напори, кои пумпата треба да ги совлада. Така, бројот на степени може да биде дури до 18, остварениот притисок во пумпата и до 450 бари, а протокот до $1,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

Кај сложените конструкции на повеќестепените центрифугални пумпи мора да се оди на помал број на степени (не преку 8). При тоа се применуваат специјални решенија во поглед на начинот на вградување на работните кола и начинот на доведување на течноста, со цел подобро урамнотежување на аксијалната сила на вратилото на пумпата (за што покасно ќе стане збор).

- Sprema начинот на вградување, односно положбата на вратилото, центрифугалните пумпи се: хоризинтални (слика 1.6) или вертикални (слика 1.7). Пумпите со вертикално вратило се најчесто едностепени, поретко се повеќестепени, и обично се со поголема моќност.

- Во зависност од работната течност, центрифугалните пумпи можат да бидат: за чиста вода, за отпадна вода, за вискозна течност, за напојување на парни котли и т.н. Својствата на работната течност го детерминираат материјалот од кој се изработуваат поедини склопови на пумпата, нејзината конструкција и технологијата на изработка на самата пумпа.

- Погонот на центрифугалната пумпа може да се оствари: со елктромотор, со мотор со внатрешно согорување, со парна или водна турбина и т.н.

- Sprema специфичната брзина на вртење центрифигалните пумпи се: спороодни ($n_q = 11 \div 22$), нормални ($n_q = 22 \div 41$) и брзоодни ($n_q = 42 \div 82$).

10.2.ПРЕСМЕТКА НА ОСНОВНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО

10.2.1. Избор на брзината на вртење на пумпата

Во принцип, пресметката на големи брзоодни пумпи треба да започне со избор на брзината на вртење. Пожелно е да се тежнее на поголема брзина на вртежите од проста причина, што со нејзино зголемување се намалува тежината на пумпата и нејзините габарити. Освен тоа, како погон на центрифугалната пумпа со висока брзина на вртежи (за специјална намена), може да се проектира топлотна турбина со мали габарити и висок степен на искористување. Во тој случај се подразбира дека пумпата и турбината се наоѓаат на едно вратило.

Покачувањето на брзината на вртење е лимитирано со издрливоста на лопатките, лежиштата и другите елементи на пумпата. Обично, брзината на вртежи на пумпата не може да има иста вредност како брзината која важи за турбината. Изборот на брзината на вртежи на пумпата се базира на условите на нејзината работа без кавитација. Брзината на вртежите (n) и парапетрите на пумпата, кои ги определуваат нејзините антикавитациски својства, се поврзани со формулата на Руднев:

$$n = \frac{\Delta H_{doz} * C}{5.62 * \sqrt{Q}} = C * \frac{1}{\sqrt{Q}} * \left(\frac{\Delta H}{10} \right)^{\frac{3}{4}} \quad \dots (10.1)$$

каде што:

n_{max} - максимално дозволена брзина на вртежите на пумпата (min^{-1})

ΔH – максимален динамички пад на напорот кој може да се дозволи, поаѓајќи од условот за работа без кавитација

C – кавитациски коефициент на брзоодните пумпи

При зададена вредност на притисокот на водената пара (p_v) и апсолутниот притисок пред пумпата p_i (пресек I-I, слика 4.2.) ќе имаме:

$$\Delta H_{doz} = \frac{P_i}{\rho * g} - \frac{P_{vp}}{\rho * g} \quad \dots (10.2)$$

каде што: P_i – апсолутен притисок на всисниот резервоар

Големината $\left(\frac{P_i}{\rho * g} \right)$ претставува вредност на тоталниот напор на течноста кој е еднаков на збирот на статичкиот и динамичкиот напор.

$$\frac{P_i}{\rho * g} = \frac{P_1}{\rho * g} + \frac{C_1^2}{2 * g} \quad \dots (10.3)$$

каде што: P_1 – тотален притисок на влазниот пресек на пумпата (1-1)

C_1 – апсолутна брзина на струењето на влезниот пресек на пумпата

Вредноста на тоталниот притисок на влезот од пресекот во пумпата (p_1) зависи од вредноста на апсолутниот притисок во всисниот резервоар (p_u), потоа од вредноста на всисната висина на пумпата (h_s), од хидрауличните губитоци во всисниот цевковод (h_{gu}) и од брзината на струење на влезот во пумпата (c_1) (слика 4.2).

Коефициентот на кавитација на брзоодност C го карактеризира кавитациското својство на пумпата. Пресметката на пумпата е можна ако е позната вредноста на C , притоа треба да се има во предвид дека, од вредноста на овој коефициент зависат габаритите и формата на работното коло на пумпата. За центрифугалните пумпи, (спрема експерименталните истражувања) коефициентот C изнесува од 1000 до 2000.

Во зависност од пресметковните вредности ΔH_{doz} и усвоените вредности на коефициентот C , се определува брзината на вртење на пумпата за работа во безкавитациски режим. При тоа, на поголеми брзини на вртење одговараат поголеми вредности на коефициентот C .

10.2.2. Избор на тип на пумпа

При избор на тип на пумпа, стартни параметри на кои се базира и пресметката се: протокот (Q), напорот (H), или единичната работа (Y) и брзината на вртежи (n). Првите два параметри се задаваат, а третиот се определува согласно процедурата опишана во претходното поглавие. Во повеќето случаи и брзината на вртежите, исто така, се задава (сличај кога пумпата како погон користи електромотор). Ако се работи за пумпа за специјални намени, тогаш се задаваат и вредности за температурата на течноста, за вискозноста, РН фактор, абразивност и други податоци од интерес за пресметка и конструкција на пумпата. Во понатамошното излагање се тргнува од претпоставките дека низ пумпата струи чиста вода и дека е зададена брзината на вртежи на пумпата, односно погонскиот мотор.

Од проектната задача со зададени работните параметри Q, H, n се пресметува специфичната брзина на вртење n_q , најчесто спрема изразот:

$$n_q = \frac{n * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{n * Q^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad \dots (10.4)$$

Од вредноста на n_q зависи формата на работното коло, односно типот на пумпата и нејзината конструкција. Спрема формата, колата на центрифугалната пумпа се групираат во три групи: радијални, радијално-аксијални тип Францис и радијално-аксијална завојна. Карактеристичните форми на колото и нивните соодветни вредности за n_q дадени се на сликата 6.6.

Од равенката (10.4) се гледа дека со промена на брзината на вртење при константен проток и напор, се менува специфичната брзина на вртење n_q . Со зголемување на n_q се намалуваат габаритите на пумпата, формата на струјниот простор станува сложен, со порастот на осетливоста на кавитација.

За некои парови вредности на протокот и напорот може да се избере технички оправдана брзина на вртење, со која би се остварила прифатливата специфична брзина на вртење на колото. Ако се добие многу мала вредност n_q потребно е да се усвои повеќестепенена пумпа, а ако вредноста за n_q е релативно голема се бира двостепено или (повеќестепено) решение.

Кај повеќестепените пумпи напорите по степени се исти. Во исклучителни случаи може првиот степен да е различен. Затоа во пресметката се воведува напор по степен (H_{st}):

$$H_{st} = \frac{H}{i} \quad \dots (10.5)$$

каде што: H_{st} – напор по степен;

H – вкупен напор на пумпата, а i број на степените

Специфичната брзина ќе биде:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}} \cdot i^{\frac{3}{4}}}{H_{st}^{\frac{3}{4}}} \dots (10.6)$$

Ако работното коло е двострујно, тогаш специфичната брзина се пресметува со $Qi = Q/2$, спрема изразот:

$$n_q = \frac{n \cdot Qi^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{n \cdot \left(\frac{Q}{2}\right)^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \dots (10.7)$$

Кога ќе се определи типот на работното коло, а со тоа и основното концепциско решение на пумпата, се преминува на пресметка на основните параметри и габарити на работното коло.

10.2.3. Хидраулични пресметки на основните параметри на работното коло

10.2.3.1. Методолошки пристап

Формата и геометријата на колото, треба да се определи така да се оствари потребниот напор H или единичната работа Y по степен и проток Q при усвоена брзина на вртежи n . Со овој начин се претпоставува за завршена процедурата (изложена во претходното поглавие) околу утврдување на бројот на степени или бројот на паралелни струи или пак комбинација од овие две решенија, доколку станува збор за сложена повеќестепенa и повеќеструјна пумпа. Ако степените се исти тогаш се пресметува еден од нив како репрезент на целот систем, додека во спротивно, треба да се пресметуваат повеќе кола.

Пресметката на геометриските параметри на колото се базира, на претходното усвојување на приближна форма, во функција од специфичната брзина на вртежите n_q . По определување на формата и геометријата на колото треба да се определи карактерот на струењето низ колото. За решавање на оваа задача постојат многу метода базирани на повеќе или помалку сложени претпоставки и дефинирани, прости или сложени, математички модели.

При проектирање на радијалните и редијално-аксијалните работни кола често се користи претпоставката за еднодимензионално струење со идентични струјници или за упростено сложено струење, кое се пресметува, посебно во меридијански пресек, а посебно по ротационата струјна површина.

Протокот низ работното коло Q_k е поголем од зададениот проток на пумпата Q за големината на волуменскиот губиток η_v и изнесува:

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_v} \dots (10.8)$$

Во случај на брзоодни пумпи волуменскиот степен на искористување ќе се пресмета преку изразот:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.285 * nq^{-(2/3)}} \dots (10.9)$$

Изразот (10.9) ги зема во предвид само волуменските губитоци, заради протекување на течностите низ предниот процеп на всисната страна на работното коло, односно помеѓу предниот диск на работното коло и куќиштето на пумпата.

Инаку, големината на волуменскиот степен на искористување може да се усвои приближно, поаѓајќи од вредностите $\eta_v=0.9-0.95$ за $nq=30-130$ при што, за поголеми вредности на специфичната брзина на вртење одговараат поголеми вредности на волуменскиот степен на искористување.

Напорот на работното коло на пумпата (H_k) е, исто така, поголем од зададениот напор на пумпата (H) за вредност на хидрауличките губитоци, кои го дефинираат хидрауличкиот степен на искористување (η_h):

$$H_k = \frac{H}{\eta_h} \dots (10.10)$$

Во случај кај пумпите со високи брзоодности, η_h може да се определи преку образецот [47]:

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(\log d_1^* - 0.172)^2} \dots (10.11)$$

каде што: d_1^* е т.н. фиктивен пречник на влезот во работното коло. Преставува пречник на кругот чија површина е еднаква на површината на пресекот на влезот во работното коло (A_0^*) (слика 10.6).

$$A_0^* = (d_0^2 - d_{gl}^2) * \frac{\pi}{4} = \frac{d_1^{*2} * \pi}{4} \dots (10.12)$$

каде што:

- d_0 – најмал всисен пречник на влезот во колото;
- d_{gl} – пречник на главчината на работното коло.

Пречникот d_0 се определува од изразот: $A_0 = \frac{d_0^2 * \pi}{4}$, а пречникот на главчината е еднаков со пречникот на заштитната чаура, која се поставува на вратилото, кога истото поминива низ всисниот простор. За случај на едностепена конзолна пумпа $d_{gl}=0$ (слика 10.1).

10.2.3.2. Пресметка на параметрите на колото на влез

Во ова поглавие како еден од начините за пресметка на геометријата на колото претставена е постапката и експерименталните формули за пресметка на пумпа со висока брзоодност [52]. Основен струен параметар, кој ги определува влезните габарити на колото, е брзината c_0 на влезот во колото (слика 10.6).



Вредноста c_0 , при која се постигнуваат големи кавитациски и хидраулични својства на брзоодните пумпи, се определува по емпириската равенка [52]:

$$Co = B \circ \sqrt[3]{Q_k \circ n^2} \quad \dots \dots \dots (10.13)$$

каде што:

$$Q_k \left(\frac{m^3}{s} \right) n (\text{min}^{-1})$$

Овој израз, во суштина, одговара на условите за добивање на минималната вредност на динамичкиот пад на напорот ΔH_{din} .

Коефициентот B , поаѓајќи од условите за добивање на минимален ΔH , се определува на следниот начин (радијален влез во пумпата) [52]:

$$B = \sqrt[3]{\frac{\lambda}{573,4 \circ \Psi \circ 2 \circ (m + \lambda) \circ \eta q}} \quad \dots \dots \dots (10.14)$$

каде што:

- m - коефициент на еднакви апсолутни брзини;
- λ - коефициент на формата на влезниот дел на лопатките;
- Ψ - коефициент на пригушување на ефективниот пресек на лопатките на влез во колото.

Величините $\Delta H, \lambda, m$ се порзани со релацијата:

$$\Delta H = m \circ \frac{Co^2}{2 \circ g} + \lambda \circ \frac{w_1^2}{2 \circ g} \quad \dots \dots \dots (10.15)$$

Величината B е целисходно избрана (врз база на експериментални податоци) во дијапазон $B=0.039 \div 0.093$. Помали вредност одговараат на подобри кавитациски својства, но можат да доведат до зголемување на пречникот d_1 .

Ако е добиена вредност за c_0 над $10 \div 12$ m/s, тогаш се преминува на коло со двостран влез (двострујно коло).



Слика 10.7 Фиктивен пречник на влез d_1'

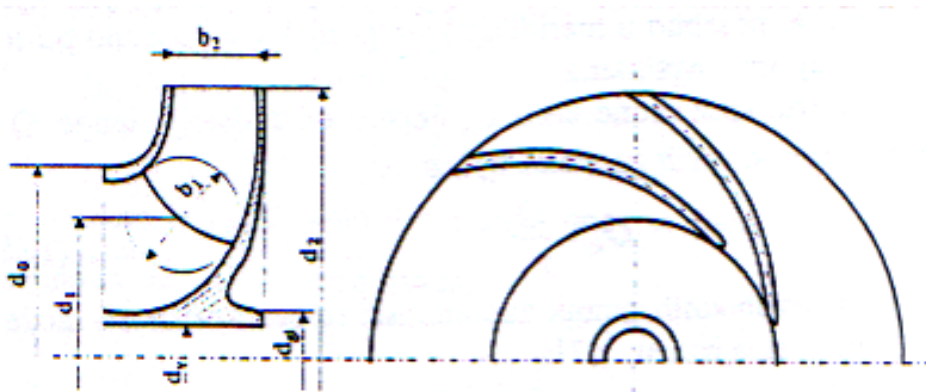
Пресметката на влезот во колото може да се врши, така што, прво ќе се определи фиктивен влезен пречник d_1' (слика 10.7), а потоа c_o . Меѓутоа, сепак попрактично е, во првиот чекор, да се определи брзината c_o , бидејќи ограничувањето е обично во функција од овој параметар (отстапување од еден всис ит.н.). Формулите за пресметување на d_1' и c_o (равенката за континуитет) имаат форма:

$$d_1' = A \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}; \quad c_o = \frac{4 \cdot Q_k}{\pi \cdot d_1'^2} \quad \dots (10.16)$$

каде: Q_k е во (m^3/s), а брзината на вртење n е во (s^{-1})
Коефициентот A се усвојува во распон $A=5,7-4,5$.

Потоа се наоѓа од најмалиот пречник на влезот во колото (d_o) (слика 10.8).

$$d_o = \sqrt{d_1'^2 + d_{gl}^2}$$



Слика 10.8 Геометриски параметри на работното коло

Пречникот на главчината (d_{gl}) се определува спрема конструктивните барања. Најчесто е:

$$d_{gl} = (1,2-1,4)d_v \quad \dots (10.17)$$

каде: d_v е пречник на вратилото на пумпата.

Пречникот на вратилото се пресметува на база на пресметката на торзија, при тоа земајќи ја во предвид, критичната брзина на вртење на вратилото. Ориентационо, пречникот на вратилото се пресметува на база на упростена пресметка на торзија, со усвојување на помали вредности за дозволиениот напор (τ_{tdoz}):

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{tdoz}}} \quad \dots (10.18)$$

Моментот на торзија на вратилото на пумпата (M_t) се определува во зависност од моќноста на пумпата (P) и брзината на вртење (n), спрема изразот:

$$M_t = 702600 \cdot \frac{P_{\max}}{n} \quad \text{.....(10.19)}$$

каде: $P_{\max}=(1,1-1,2) P$, а n е во (s^{-1})

Моќноста на пумпата P се пресметува, приближно, усвојувајќи го вкупниот степен на искористување на пумпата ($\eta=\eta_h \eta_v \eta_m$) по изразот:

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m} \quad \text{..... (10.20)}$$

Механичкиот степен на искористување е еднаков:

$$\eta_m = \eta_{mi} \cdot \eta_{ms} \quad \text{..... (10.21)}$$

каде:

η_{mi} - внатрешен механички степен на корисно дејство, кој го зема во обзир триењето на дисковите на работното коло со околната течност, и

η_{ms} - надворешен механички степен на корисно дејство, кој ги зема во предвид губитоците на моќноста во лежиштата и процепите, каде вратилото поминува низ куќиштето на пумпата и вентилационите губитоци на спојката.

Внатрешниот степен на корисно дејство може приближно да се определи од равенката [47]:

$$\eta_{mi} = \frac{1}{1 + \frac{61,55}{n_q^2}} \quad \text{..... (10.22)}$$

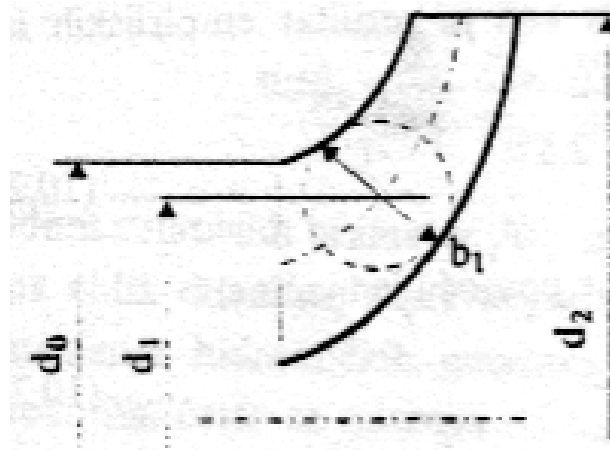
додека надворешниот степен на корисност на пумпата се определува на основа на искуства и се бира во границите $\eta_{ms}=0,96 \div 0,98$, зависно од големината на пумпата. Поголеми вредности се однесуваат за поголеми пумпи. Се препорачува за приближна пресметка на моќноста на пумпата (P) да се усвои вкупниот степен на корисно дејство η на основа на статистичките податоци за веќе изведени квалитетни пумпи.

Обично вкупниот степен на корисно дејство на пумпата се наоѓа во границите $\eta=0,65-0,8$ (поголеми вредности се однесуваат за поголеми вредности на n_q).

Ако при пресметката се добие, пречникот на вратилото да е мал, од конструктивен аспект истиот треба да се зголеми. Во принцип, пречникот на вратилото добиен по равенката 10.18 треба да се зголеми заради изработка на жлебови за клинови (10-20%), а потоа да се заокружи на стандардна мера. Следно, вратилото треба да се провери на сложено напрегање т.е. на торзија, свиткување и критична брзина на вртење.

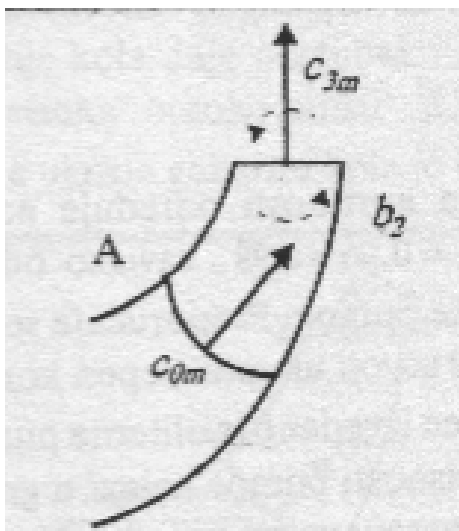
Положбата на влезниот раб на лопатките на работното коло зависи од бараните кавитациски својства на пумпата, потоа од евентуално вградената предпумпа и од односот на пречниците d_0 и d_2 .

Положбата на влезниот раб на лопатките на помалите пречници, кога $d_1 < d_0$ (слика 10.9) ги подобрува кавитациските својства на пумпата, благодарни на поволниот профил на влезниот дел на лопатките и намалената обемна брзина.



Слика 1.9 Отчитување на ширината b_1 и средниот пречник d_1 ($d_1 < d_0$)

При мала разлика на пречниците d_0 и d_2 влезната ивица на лопатките треба да се проектира на пречниците помали од d_0 т.е. $d < d_0$. Во тој случај се добива карактеристична форма на профилот на лопатките со двострука кривина. Профилирање на лопатките на влезот се изведува така да лопатката треба да налегнува на венецот на колото по агол блиску 90° . Во тој случај не се создаваат "мртви зони" помеѓу телото на лопатките и цилиндричниот дел на предниот венеч на колото (детал А на слика 10.10).



Слика 10.10 Меридијален пресек на колото со меридијански брзини c_{0m} (пред влез на лопатката) и c_{3m} (после лопатката)

Пречникот на средната струјница на влезот во колото (на кој одговара тежиште на влезниот раб на лопатките) d_1 обично се усвојува:

$$d_1 = (0,8-1,0)d_0$$

При $d_1 = (0,9-1,1)d_0$ лопатките оформуваат цилиндрични површини и се проектираат во рамнина како прави линии. Работните кола со излезен пречник $d_2 < 80$ mm имаат, во принцип, влезен раб на лопатките паралелен со оската на ротација.

Во случај на поголеми разлики помеѓу d_2 и d_0 со ширење во меридијанскиот пресек во зоната на влезот на лопатката, може да се проектира коло со високи кавитациски својства со влезни рабови, кои се позиционирани на пречник d_1 , близок на пречникот d_0 .

Ширињата на лопатките на влез (b_1) може да се, во прво приближување, избере на основа на следниот однос, кој е резултат на емпириски испитувања:

$$1,2 < \frac{d_1 \cdot \pi \cdot b_1}{d_0^2 \cdot \frac{\pi}{4}} < 2,5 \quad \dots (10.23)$$

Меѓутоа, може претресковно да се определи со помош на равенката:

$$b_1 = \frac{Q_k}{d_1 \cdot \pi \cdot c_{1m}} \quad \dots (10.24)$$

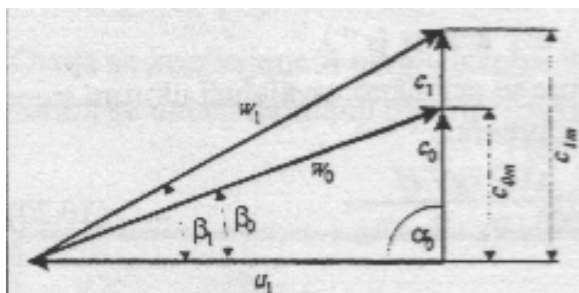
Работниот канал од влезот на струењето во работното коло до влезот на лопатката треба да има форма на дифузор. Ваков профил на влезниот елемент во колото ја штити пумпата од кавитација, така да нема кавитациски режим на работа. Значително зголемување на аголот на дифузорот, води до осетно опаѓање на хидрауличкиот степен на искористување.

После изборот на пречникот d_1 може да се определи триаголникот на брзини на влез, по усвојување на брзината c_{om} . Присуството на вртложни зони и неедноликост на меридијанските брзини на струење на влез во работното коло (1-1) ја отежнува точната пресметка на c_{om} , особено ако се има во предвид влезен елемент во форма на дифузор. Затоа условно, се усвојува $c_{om} = c_o$. Исто така се претпоставува и радијален влез на струењето т.е. при пресметката се претпоставува дека е исполнет условот $c_{ou}=0$. На пресекот (0-0) одговара струење на течноста кое не е пореметено од дејството на лопатките на влез, а на пресекот (3-3) одговара струењето позади колото.

Спрема тоа, триаголникот на брзина на влез се определува спрема познати брзини u_1 и $c_{om}(c_{ou}=0)$. Со оглед дека бројот на лопатките сеуште не е определен, треба кај пресметката на триаголникот на брзини на влез да се земе во предвид пригушувањето на вистинскиот проточен пресек со лопатките на влез. Тоа се постигнува кога во пресметката ќе се внесе коефициент на стеснување на проточниот пресек за дебелината на лопатките на влез (ψ_1). Обично се усвојува $\psi_1=1,1-1,2$.

Спрема тоа, меридијанската брзина, на влезот во меѓулопаткиниот канал (пресек 1-1) има вредност:

$$c_{1m} = \psi_1 \cdot c_{ou} \quad \dots (10.25)$$



Слика 10.11 Триаголник на брзината на влез во работното коло

Откако се определи c_{1m} се црта влезниот триаголник на брзини (види поглавие 3.2.2). Аголот на релативната флуидна струја (β_1) се определува од односот: $tg \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}$.

Аголот на лопатките (δ_1) се усвојува, по правило, поголем од (β_1), за вредност колку е занесувањето на флуидната струја $\Delta\beta_1 = \delta_1 - \beta_1 = 3-12^\circ$ (слика 10.11). Кај мали агли β_1 , се

избира поголем агол $\Delta\beta_1$, за да се добие поголем влезен агол на лопатките δ_1 . Мал агол на лопатките како последица има неповолна форма на работниот канал на колото (долг влез на каналот) и поголемо стеснување на проточниот пресек со телото на лопатките. Обично се усвојува $\beta_1 > 10^\circ$ (најчесто $18-25^\circ$).

10.2.3.3. Пресметка на параметрите на колото на излез

Надворешниот пречник на работното коло d_2 е во функција од напорот на колото H_k . Непосредно може да се установи само врска помеѓу d_2 и теоретскиот напор $H_{k\infty}$, т.е. напор на колото при бесконечен број, бесконечно тенки лопатки.

За да се определи пречникот d_2 , во прва апроксимација, треба да се најде вредноста на напорот на колото при конечен број лопатки H_k претпоставувајќи ја вредноста на хидрауличниот степен на искористување η_h :

$$H_k = \frac{H}{\eta_h} \quad \dots (10.26)$$

Хидрауличниот степен на искористување η_h може да е во границите 0,7-0,85. Поголеми вредности одговараат на поголеми вредности на специфичната брзина на вртење. При $n_q=50-110$ за приближно определување на η_h може да се користи образецот на Ломакин (10.11)

Ако во равенката $H_k = \frac{u_2 \cdot c_{3u}}{g}$ се замени за $c_{3u}=k_{u2}u_2$, ќе се добие:

$$H_k = \frac{u_2^2 \cdot k_{u2}}{g}, u_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_k}{k_{u2}}} \quad \dots (10.27)$$

Најчесто коефициентот на обемната брзина за брзоодните пумпи е $k_{u2}=0,4-0,7$. Со усвојување на вредност за коефициентот k_{u2} , може во прва апроксимација, да се најде обемната брзина, а потоа и d_2 :

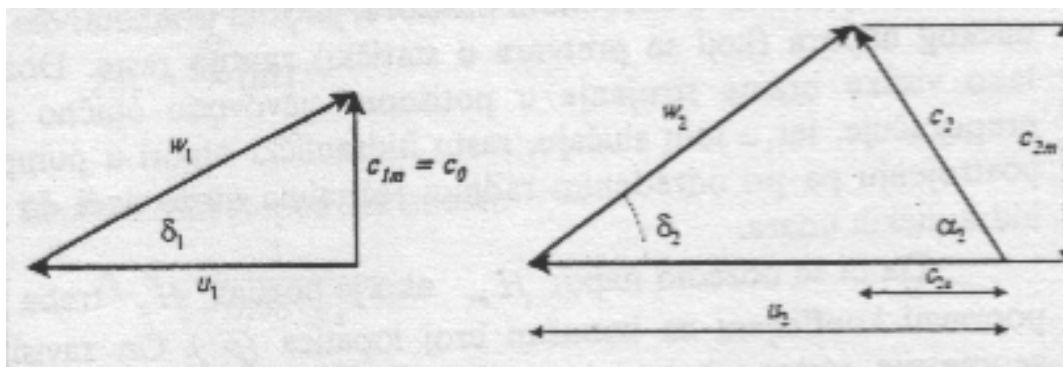
$$d_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad \dots (10.28)$$

По определување на приближна вредност за d_2 , може да се пресмета H_{∞} под услов излезниот агол на лопатките да е δ_2 .

За да се определи излезниот агол на лопатките δ_2 треба да се зададе вредност за меридијанската компонента на апсолутната брзина c_{3m} (слика 10.10). Обично $c_{3m}=(0,5-1)c_{0m}$ (деталната пресметка дадена е покасно). Потоа се определува меридијанска компонента на апсолутната брзина на излез од работното коло c_{2m} , со воведување во пресметката вредност за коефициентот на стеснување на излезниот пресек со дебелината на лопатките на излез (ψ_2):

$$c_{2m}=\psi_2 \cdot c_{3m} \quad \dots (10.29)$$

Величината ψ_2 се усвојува ($\psi_2=1,05-1,15$).



Слика 10.12 Триаголници на брзини на влез и излез од колото

Од излезниот и влезниот триаголник на брзини (слика 10.12) следи:

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \delta_2}; \quad w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \delta_1}$$

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{c_{2m}}{c_{1m}} \cdot \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2} = \frac{c_{3m}}{c_{om}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \sin \delta_1 \quad \dots (10.30)$$

и конечно:

$$\sin \delta_2 = \frac{w_1}{w_2} \cdot \frac{c_{3m}}{c_{om}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \sin \delta_1 \quad \dots (10.31)$$

Односот на релативните брзини w_1/w_2 се усвојува. При $w_1/w_2 > 1$, работниот канал има форма на дифузор, а при $w_1/w_2 < 1$, работниот канал има конфузорска форма. Со цел да се намалат хидрауличните загуби треба да се користи решението $w_1/w_2 < 1$. Меѓутоа, честопати се врши отстапка од овој услов, за да се добијат поголеми вредности на аголот на лопатките δ_2 , бидејќи при поголеми вредности на аголот δ_2 , се добива поволна карактеристика на напорот на пумпата, што понекогаш е одлучувачко при проектирање на пумпата. Обично δ_2 се усвојува во границите од $\delta_2=15^\circ-40^\circ$.

Во специјален случај, кога пумпата треба да оствари исклучително висок напор, на пример, кога се бара висок притисок на течноста на излез, како и при работа со течности со мала густина може да се усвојат и поголеми агли δ_2 ($40^\circ-60^\circ$, а понекогаш дури и до 90°). При тоа, меѓулопаткиниот (работен) канал добива поголема дифузорност ($w_1/w_2=1,5-2$), со што се намалува степенот на искористување на пумпата.

Примената на поголеми вредности на аголот δ_2 , е ограничена, заради зголемените загуби во одводниот дифузор, бидејќи при тоа, дел од динамичкиот напор (кој се претвора во статички) значително расте. Така високи брзини на струење во потисниот дел од цевоводот обично не се препорачуваат, бидејќи во тој случај растаат хидрауличките отпори во пумпната постројка и при определени работни режими може да дојде до јаки хидраулични удари.

За да се определи напорот $H_{k\infty}$ доколку е познат H_k треба да се знае поправниот коефициент за конечен број лопатки (p). Тој зависи од геометријата на работното коло и бројот на лопатките. Бројот на лопатки однапред се задава или се определува по емпириски формули. Најчесто се одбира $z=6-8$. За прецизно определување на бројот на лопатките z се применува експериментално добиениот образец:

$$z = 13 \cdot \frac{r_2 + r_1}{2 \cdot (r_2 - r_1)} \cdot \sin \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \quad \dots (10.32)$$

При користење на овој израз резултатот се заокружува до следниот поголем цел број.

Колку е поголем бројот на лопатките толку е поблиска вредноста на напорот H_k кон напорот $H_{k\infty}$ од каде следи да пречникот d_2 е помал. Меѓутоа, поголем број на лопатки доведува до силно стеснување на проточниот пресек на струењето на течноста во работниот канал на колото, а со самото тоа и до зголемени загуби заради триење.

По определување на бројот на лопатките z , се определува коефициентот p , кој го зема во предвид бројот на лопатките. Пресметката спрема Pfleiderer е следната:

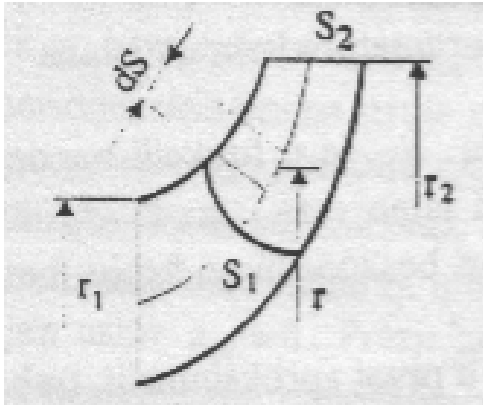
$$p = \psi \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot S} \quad \dots (10.33)$$

каде: ψ - емпириски коефициент

S - статички момент на средната линија во однос на оската на ротација,

слика 10.13:
$$S = \int_{r_1}^{r_2} b \cdot ds$$

b - ширина на меридијанскиот пресек на разгледуваниот радиус r .



Слика 10.13 Определување на статичкиот момент на струјницата во однос на оската на ротација на колото

За цилиндрични лопатки важи:

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad \dots (10.34)$$

$$H_{k\infty} = H_k(1+p)$$

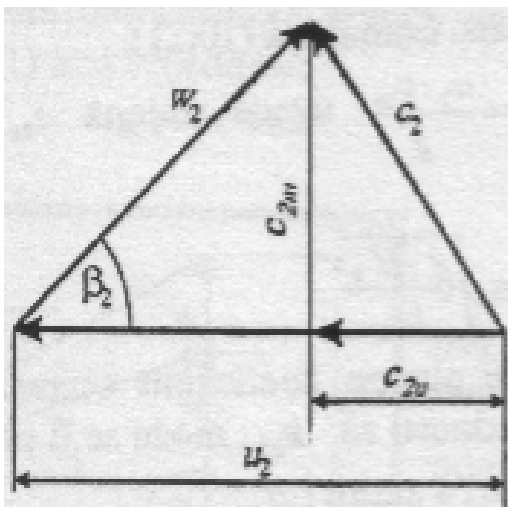
Врз основа на $H_{k\infty}$, се определува d_2 во втора апликација. Со оглед на:

$$H_{k\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} \quad \dots (10.35)$$

од слика 10.14:

$$H_{k\infty} = \frac{u_2}{g} \cdot \left(u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \delta_2}\right) \quad \dots (10.36)$$

Од оваа формула се определува обемната брзина на излез u_2 , која оговара на дадена вредност $H_{k\infty}$. Формулата 10.36 претставува квадратна равенка со независна променлива u_2 , чие што решение е следното:



Слика 10.14 Одредување на врска помеѓу c_{2u} и c_{2m}

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta_2}\right)^2 + g \cdot H_{k\infty}}$$

Потоа се пресметува пречникот на излезот d_2 , од релацијата:

$$u_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \dots (10.38)$$

каде брзината на ротација е во (min^{-1}).

Од равенката за континуитет се определува ширината на колото на излез:

$$b_2 = \frac{Q_k}{d_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_{2m}} \quad \dots (10.39)$$

10.2.3.4. Предлог алгоритам за хидраулична пресметка на параметрите на работното коло на центрифугална пумпа

1. Појдовни податоци за пресметка се: Q , H , n , τ_{dt} , δ , δ_z , каде:

- Q [m^3/s] - волуменски проток кој поминува низ проточниот канал на работното коло;
 H [m] - напор на пумпата;
 n [o/min]⁻¹ - брзина на вртежи;
 ρ [kg/m^3] - густина на течноста;
 τ_{dt} [kN/cm^2] – дозволен напон на торзија на материјалот на вратилото;
 σ [m] - дебелина на лопатката (ако е минимална се избира во зависност од видот на материјалот на колото);
 b_z (m) - зазор во заптивачот;
 i - степени на пумпата;
 I - број на струјни простори низ колото.

2. Специфична брзина на вртење:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75} \cdot I^{0,5}} = 3,65 n_q$$

3. Аголна брзина:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} [\text{sec}^{-1}]$$

4. Редукционен влезен пречник на колото:

$$d_1' = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{I \cdot n}}$$

5. Хидрауличен степен на искористување:

$$\eta_n = 1 - \frac{0,42}{(\log 10^3 d_1 - 0,172)^2}$$

6. Теоретски напор – напор на колото:

$$H_k = \frac{H}{\eta_b} [m]$$

7. Волуменски степен на искористување:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}$$

8. Проток низ колото Q_k

$$Q_k = \frac{Q}{I \cdot \eta_v} [m^3 / s]$$

9. Дозволена брзина c_o во влезниот пресек на работното коло, во првото приближување:

$$c_o = 0,06 \cdot \sqrt[3]{Q_{k \cdot n^2}} [m / s]$$

10. Внатрешен механички степен на полезното дејство на пумпата, кој во предвид го зема триењето на венците - дисковите на колото во околната течност:

$$\eta_{mi} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$$

11. Надворешниот механички степен на полезно дејство на пумпата, кој во предвид го зема триењето во лежиштата и процепот каде поминува вратилото низ куќиштето на пумпата, и триењето на спојниците во околниот воздух:

$$\eta_{mc} = 0,96 \div 0,98 \text{ (поголема вредност за поголеми пумпи)}$$

12. Механичкиот степен на полезно дејство на η_m

$$\eta_m = \eta_{mi} \cdot \eta_{mc}$$

13. Вкупниот степен на полезно дејство на η

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

14. Моќност, неопходна за транспорт на течноста:

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} [kW] \text{ за еден степен}$$

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H \cdot i}{1000 \cdot \eta} [kW] \text{ за } i \text{ степените}$$

со земање на преоптеретувањето ќе биде P_{\max} :

$$P_{\max} = 1,1 \cdot P [kW]$$

15. Моментот кој ќе го пренесува вратилото:

$$M_t = \frac{100 \cdot P_{\max}}{\omega} [kNcm]$$

16. Пречникот на вратилото на пумпата d'_v :

$$d'_v = 10^{-2} \cdot \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_t}{\tau_{dt}}} [m]$$

$$d_v'' = (1,1 \div 1,2) \cdot d'_v$$

Веднаш после пресметувањето на d_v'' , се усвојува првиот поголем пречник-стардардниот;

17. Пречник на главчината на колото;

$$d_{gl} = 1,25 \cdot d_v [m]$$

18. Влезниот пречник на колото;

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_k}{\pi \cdot C_o}} + d_{gl}^2 [m] = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q_k}{\pi \cdot C_o}} + d_{gl}^2 [mm]$$

19. Пречникот на средната струјница на влезот на колото :

$$d_1 = 0,8 \cdot d_o [m]$$

20. Обемна брзина на влезот:

$$u_1 = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n}{60} [m/s]$$

21. Конечна (стварна) вредност на брзината на c_o :

$$c_o = \frac{4 \cdot Q_k}{\pi \cdot (d_o^2 - d_{gl}^2)} [m/s]$$

Меридијанската брзина, непосредно пред влезниот раб на лопатката:

$$c_{1m}' \cong C_o [m/s]$$

22. Ширина на колото на влез b_1 :

$$b_1 = \frac{Q_k}{\pi \cdot d_1 \cdot c_{1m}'} [m]$$

23. Меридијанска брзина, непосредно на влезниот раб на лопатката на колото c_{1m} :

$$c_{1m} = \Psi_1 \cdot c_{1m}'$$

Поради дебелината на лопатката, проточниот активен пресек на колото, се стеснува поради што ова стеснување се пресметува преку коефициентот на стеснување на проточниот пресек Ψ_1 , каде $\Psi_1 = 1,15 \div 1,2$.

Напомена: кај помалите кола и за поголем број лопатки, овој коефициент е поголем и обратно, за поголемите кола и за помал број лопатки, овој коефициент е помал.

24. Агол на безударен влез:

$$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1} [^\circ]$$

Кај центрифугалните пумпи, аголот на лопатката β_1 , обично се зема дека е поголем од аголот за $\Delta\beta_1$, т.е. $\beta_1 = \delta_1 + \Delta\beta_1$ каде $\Delta\beta_1$ - занесување на струењето во влезот во колото. На овој начин се постигнува извесно подобрување во поглед на енергетските и кавитациските карактеристики на колото. Обично се смета дека е $\Delta\beta_1 = 3 \div 8^\circ$, и повеќе. Сега, влезниот агол на лопатката е:

$$\beta_1 = \delta_1 + (3 \div 8)^\circ [^\circ]$$

25. Излезниот пречник d_2 (ова е пречник во првото приближување):

$$d_2 = 147,995 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n \cdot n_s^{1,8}}} [m] \text{ за } 40 \leq n_s \leq 115$$

$$d_2 = 80,872 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n \cdot n_s^{1,42}}} [m] \text{ за } 115 < n_s < 180$$

$$d_2 = 22,15 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n \cdot n_s^{0,68}}} [m] \text{ за } n_s > 180$$

26. Коэффициентот на стеснување на излезот од колото Ψ_2 :

$$\Psi_2 = 1,05 + 1,1$$

Напомена: кај помалите кола и за поголем број лопатки овој коефициент е поголем и обратно, за поголемите кола и за помал број лопатки, овој коефициент е помал.

27. Меридијанска компонента на апсолутната брзина на излез од колото c'_{2m} и c_{2m} :

$$0,5 \cdot c_o \leq c'_{2m} \leq c_o$$

$$c'_{2m} = 0,8 \cdot c_o \text{ - усвојување на } c'_{2m}$$

$$c_{2m} = \Psi_2 \cdot c'_{2m}$$

28. Оптимален однос на релативните брзини $(w_1 / w_2)_{opt}$:

за $40 \leq n \leq 115$

$$\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} = 9,2 - 0,341 \cdot n_s + 5,78 \cdot n_s^2 - 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^3 + 1,83 \cdot 10^{-7} \cdot n_s^4 - 2,73 \cdot 10^{-10} \cdot n_s^5$$

за $100 < n_s < 180$

$$\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65$$

за $n_s > 180$

$$\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} = 1,1$$

29. Излезен агол β_2 се определува во зависност од:

$$\sin \beta_2 = \left(\frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} \cdot \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \cdot \frac{c'_{2m}}{c'_{1m}} \cdot \sin \beta_1$$

Следува:

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} \cdot \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \cdot \frac{c'_{2m}}{c'_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right] [^\circ]$$

30. Бројот на лопатки z :

$$z = (5 \div 6) \cdot \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

31. Теоретски напор при $z = \infty$

-коефициент Ψ :

$$\Psi = k \cdot \left(\frac{1 + \beta_2}{60} \right) \text{ каде } e:$$

$k = 0,6$ – за центрифугални пумпи со спроводен апарат,

$k = (0,65 \div 0,85)$ – за центрифугални пумпи со спирален одвод,

$k = (0,85 \div 1)$ – за случај кога позади колото доаѓа ротациониот дифузор,

-поправен коефициент p (за работно коло радијално или скоро радијално);

$$p = \frac{2 \cdot \Psi}{z} \cdot \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2} \right]$$

Теоретскиот напор e :

$$H_{k\infty} = (1 + p) \cdot H_k [m]$$

Напомена: бидејќи e $p = \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{d_2^2}{4 \cdot S}$ каде што:

Ψ – емпириски коефициент

z – број на лопатки

d_2 – среден пречник

S – статички момент на средната струјна линија за работно коло со радијална или скоро радијална положба на средната струјна линија $e: S = \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$ па кога

пресметаната вредност се внесе во првиот израз, се добива:

$$p = \frac{2 \cdot \Psi}{z} \cdot \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2} \right]$$

Оваа апроксимација е потребна заради поедноставна и побрза пресметка, бидејќи во спротивно, доколку колото, макар и малку биде полуаксијално, би морале да дефинираме средна струјница.

32. Обемна брзина на излезот u_2 :

$$u_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H \tau_\infty [m/s]}$$

каде: $c_{2m} = \Psi_2 \cdot c'_{2m}$

33. Излезен пречник d_2 во второто приближување:

$$d_2 = 2 \cdot \frac{u_2}{\omega} [m]$$

Напомена: Ако добиената вредност за пречникот d_2 во првото и второто приближување, значително се разликуваат, следува дека пречник d_2 ќе се пресмета по новото приближување.

34. Ширина на колото на излез b_2 :

$$b_2 = \frac{Q_k}{\pi \cdot d_2 \cdot c_{2m}}$$

По завршено определување на основните геометриски параметри на работното коло, непоходно е да се проверат усвоените вредности на коефициентот на стеснување на проточниот пресек на влез и излез од колото Ψ_1 и Ψ_2 . Дебелината δ на лопатката се избира во зависност од материјалот од кој е изработено колото како и од технолошките можности (лиење во песок или кокили)

$$\delta = 4 \div 11 [mm] \text{-за сив лив, и}$$

$$\delta = 3 \div 11 [mm] \text{-за бронза и челичен лив.}$$

Ако нема можност за намалување на дебелината, тогаш постои можност за прилагодувањето на коефициентите и аглите, па дури и за бројот на лопатките

$$z = (5 \div 6,5) \cdot \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \text{ Ова е посебно важно, кога се работи за мали}$$

работни кола.

35. Коефициентот за стеснување на излез Ψ'_2 (проверка):

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin \beta_2}}$$

Се споредуваат вредностите Ψ_2 и Ψ'_2 , ако тие не се поклопуваат се зема: $\Psi_2 = \Psi'_2$, и пресметката се повторува од точка 27.

36. Коефициентот на стеснување Ψ' на влез (проверка):

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_1}}$$

Се споредуваат вредностите Ψ и Ψ' , а ако тие не се поклопуваат се зема: $\Psi_1 = \Psi'_1$, и пресметката се повторува од точка 23.

37. Релативните брзини w_1 и w_2 и нивниот однос:

$$w_1 = \Psi_1 \cdot \frac{c'_{1m}}{\sin \beta_1} [m/s]$$

$$w_2 = \Psi_2 \cdot \frac{c'_{2m}}{\sin \beta_2} [m/s]$$

Ако се споредува $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)'$ со $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)$, и ако тие не се поклопуваат се зема дека $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)' = \left(\frac{w_1}{w_2}\right)$ и пресметката се повторува од точка 28.

38. Меридијанската брзина на влез и излез:

$$c_{1m} = \Psi_1 \cdot c'_{1m} [m/s]$$

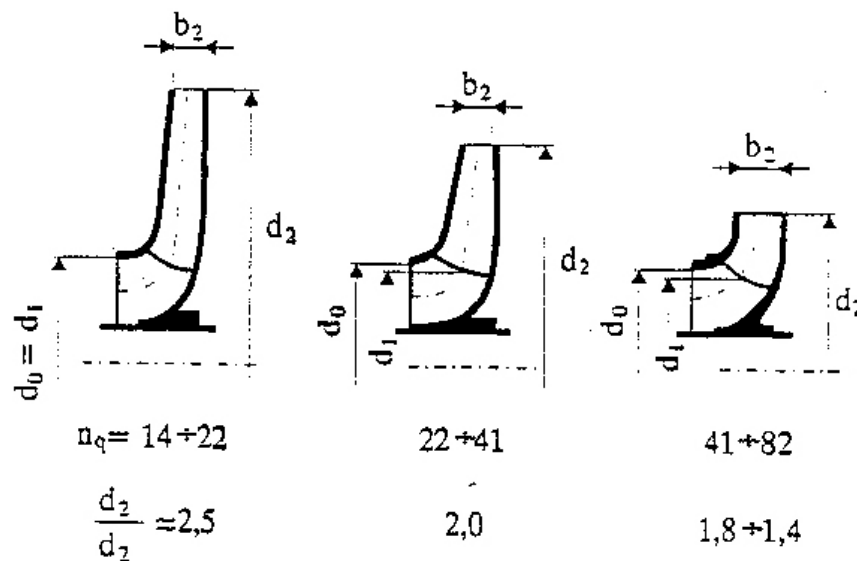
$$c_{2m} = \Psi_2 \cdot c'_{2m} [m/s]$$

Напомена: истиот овој алгоритам за средна струјница важи и за останатите, со тоа што тие мораат да бидат дефинирани од условот $r_i \cdot b_i = const$, а бидејќи се определува и статички момент на средната струјница и останатите и бидејќи се дефинира нормала низ почетокот на струјницата, ќе се определи влезниот и излезниот раб, со што ќе бидат дефинирани d_1 и d за секоја струјница.

10.3. ПРОФИЛИРАЊЕ НА МЕРИДИЈАНСКИОТ ПРЕСЕК НА РАБОТНОТО КОЛО

Бидејќи, на веќе изложен начин, определени се главните геометриски параметри на работното коло, може да се профилира меридијанскиот пресек на работното коло. Профилирањето се врши на база на искуства. Формата на средната струјна линија (струјница) се задава така да е слична на формата на средната линија на меридијанскиот пресек на работните кола на пумпата, кои покажале во праксата високи енергетски и кавитациски параметри. Во значителен степен формата на средната линија на овој пресек го определува параметарот n_q .

При мали вредности на специфичната брзина на вртење (n_q) средната линија на пресекот е нормална на оската на пумпата (радијално коло). Премиот од влезот во колото кон работниот канал се остварува со мала радиусна кривина, слика 10.15.

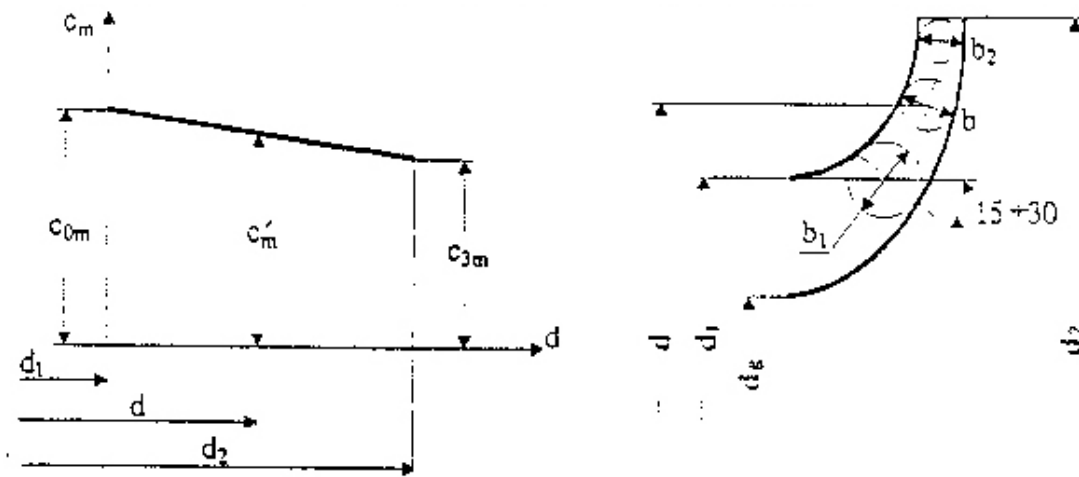


Слика 10.15 Профил на меридијански пресек на колото во зависност од специфичната брзина на вртење n_q

Во случај на големи n_q радиусот на кривината на каналот се зголемува и средната линија на меридијанскиот пресек отстапува од нормалата на оската на пумпата (слика 10.15).

Проточните пресеци на колото, без ширење на доводот, кои се, релативно, со ниски кавитациони својства, се проектираат на принцип на законот за промена на меридијанската брзина, при што се занемарува собирањето на пресекот на работната лопатка, (слика 10.16):

$$c'_m = \frac{Q_k}{d * \pi * b} \dots\dots\dots (10.40)$$



Слика 10.16 Карактер на промената на меридијанската брзина и профилирање на меридијанскиот пресек на колото

Овој закон се задава со проектната задача. Обично се усвојува линеарен карактер на промената на меридијанската брзина од влез до излез од работното коло (слика 10.16). Компонентата на апсолутната брзина c_{3m} е еднаква или помала од c_{0m} (помала е во случај кога вредноста $b_2 = \frac{Q_k}{d_2 * \pi * c_m}$ е мала). Стеснет излезен пресек може да се покаже несоодветен од технолошки аспект, затоа што таквото коло е тешко да се одлие и обработи. Покрај тоа, неможат да се избегнат значителните губитоци од триење. Исто така, треба да се има во предвид дека поголемата вредност на брзината c_{3m} одговара на помала вредност на обемната брзина c_{3u} . Обично е: $c_{3m} = (0.5 - 1) * c_{0m}$

Сидовите на стеснетиот канал на колото се профилираат како обвојница на круговите опишани со радиусите:

$$b_2 = \frac{Q_k}{d_2 * \pi * c_m}$$

со центри кои се наоѓаат на средната линија (слика 10.16)

За работни кола со изразено широк довод, кој се одликува со високи антикавитациски особини, профилот на меридијанскиот пресек, во целина, се определува со ширината на колото на влезот (b_1) и излезот (b_2). Контурните сидови на работното коло се, по можност, претставуваат со контурирани криви линии.

На проектирањето на формата на профилот на лопатките претходи пресметката на формата и параметрите на струјниот простор на колото. Наведеното пресметување вклучува пресметување на струјното поле, кога се усвојуваат сложени модели или определување на влезни и излезни триаголници на брзини на средно еднодимензионално струење во целото коло или во тенок ротационо – симетричен слој, кој ја сочинува парцијалната машина - струјна површина.

Постојат два метода на профилирање на лопатките. Едниот метод, кој понекогаш се вика точен, се состои од профилирање на меѓулопаткиниот канал на колото врз основа на зададениот закон за брзина. Другиот метод, се нарекува приближен, формата на лопатка се утврдува за дадени пречници на влезот и излезот (d_1) и (d_2) и аглиите на лопатката (δ_1) и (δ_2), со кои се определуваат наклоните на тангентите на крајните точки на средните линии на лопатката спрема обемната брзина на влезот и излезот од

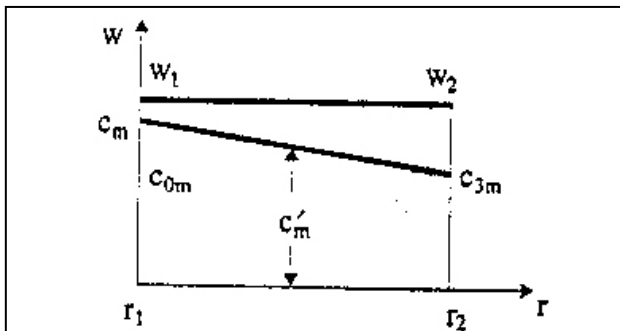
работното коло, претпоставувајќи произволна форма на профилот на лопатката во ортогонална проекција т.е. произволна форма на меѓулопаткиниот канал.

Резултатите од праксата за пумпи покажуваат дека, за определени форми на каналот, се јавуваат помали хидраулички губитици. Поради тоа, треба да се претпостави форма на произволно профилиран канал, и во случај да има потреба, се корегира во согласност на формите кои ги препорачува праксата. Во врска со тоа, доколку потребите за едноставноста на технологијата за изработка не се примарни, треба да се употреби точен метод на профилирање.

10.3.1 Профилирање на цилиндрични лопатки и кола по метода “точка по точка”

Меѓулопатичниот (работен) канал се профилира така да се обезбедува дадениот закон за промена на релативната брзина (w) и меридијанската брзина (c'_m), по должината на средната линија на меридијанскиот пресек на колото (сл.10.17)

Во првиот чекор треба да се одреди зависноста помеѓу аглиите на лопатката за произволен радиус (δ) и нејзината дебелина (σ) односно брзината w и c'_m .



Слика 10.17 Можен карактер на промена на брзините w и c'_m вдоль средната линија на меридијанскиот пресек

Од триаголникот на брзината за произволниот радиус (слика 10.18) следува:

$$w = \frac{c'_m}{\sin \delta} = \frac{c'_m * \psi}{\sin \delta} \dots (10.41)$$

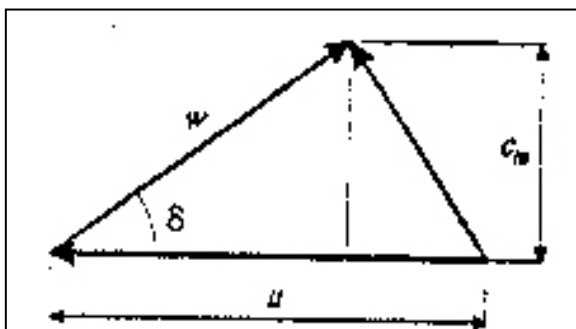
$$\psi = \frac{t}{t - s}; t = \frac{d * \pi}{z}$$

каде што:

σ – дебелина на лопатките

t – чекор на лопатките

$$s = \frac{\sigma}{\sin \delta} \quad (\text{слика 10.19})$$

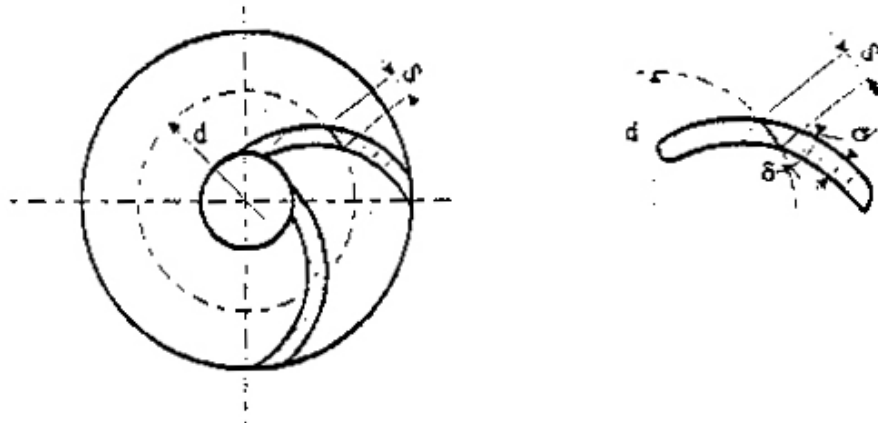


Слика 10.18 Триаголник на брзината на произволниот радиус

ψ - коефициент на стеснување на проточниот пресек на дебелината на лопатките на тековниот радиус r .

Ако вредноста ψ се замени во изразот (10.41) се добива:

$$w = \frac{c'_m}{\sin \delta \left(1 - \frac{\sigma}{t * \sin \delta}\right)} = \frac{c'_m}{\sin \delta - \frac{\sigma}{t}} \dots (10.42)$$

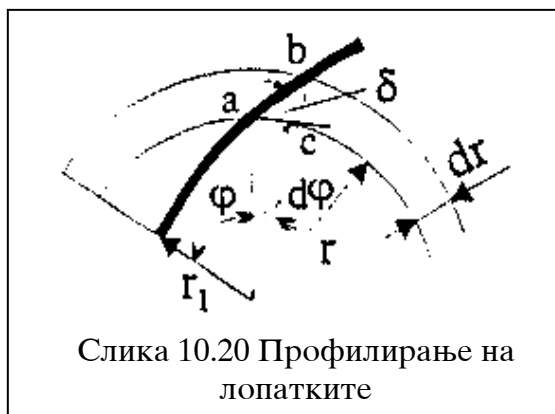


Слика 10.19 Определување на коефициентот на стеснување на проточниот пресек со дебелината на лопатките

од каде следи:
$$\sin \delta = \frac{c_m}{w} + \frac{\sigma}{t} \quad \dots\dots(10.43)$$

Формулата (10.43) дава можност да се пресмета тековниот агол на лопатката на работното коло спрема познатиот закон за промена на брзина w и c_m и дебелината на лопатката (σ).

Не е потребно директното вцртување на аглите (δ) по поедините елементи, затоа што тоа ќе доведе до суперпонирање на грешките. Затоа е попрактично ортогоналната проекција на средната линија на профилот на лопатката да се црта ако се користи поларен кординатен систем (слика 10.20).



Слика 10.20 Профилирање на лопатките

Од елементарниот триаголник abc се добива диференцијална равенка на средната линија на профилот на лопатката:

$$tg \delta = \frac{dr}{r * d\varphi} \text{ или } d\varphi = \frac{dr}{r * tg \delta} \quad \dots (10.44)$$

Со интегрирање на оваа равенка во интервал од нула (одговара на радиусот r_1) до φ (одговара на тековниот радиус r_2) ќе се добие врска помеѓу аголот φ , тековниот радиус r и аголот на лопатката δ .

$$\varphi = \int_{r_2}^{r_1} \frac{dr}{r * tg \delta} \quad \dots (10.45)$$

Зависноста на δ , од c_m , w и σ обично се даваат графички, а не аналитички, поради што врската помеѓу φ и δ се определува со бројно интегрирање, така што се пресметува бројната вреднос $\Delta\varphi = \frac{\Delta r}{r * tg \delta}$ за еднаква делница на средната струјна

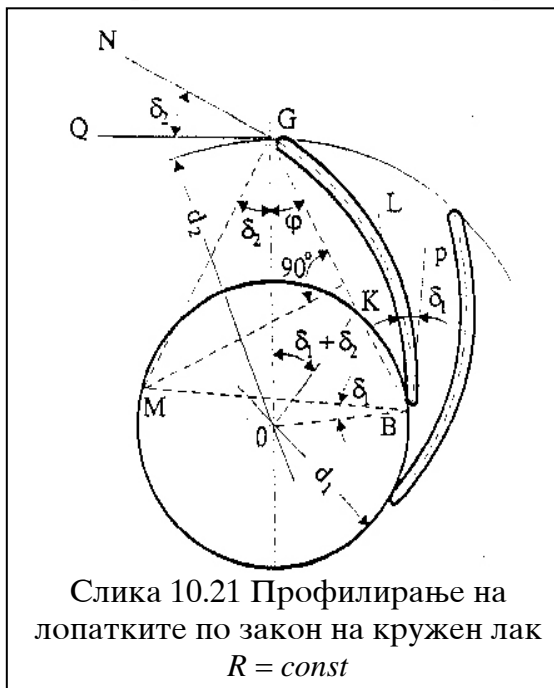
линија за профилот на лопатката (скелетница на профилот) (ΔS). На скелетницата на профилот се нанесува дебелината на профилот нормално на неа (со двете страни на половите) па потоа се вцртува контура на профилот на лопатката.

Во случај на лопатка со двострука кривина, конструирањето на скелетницата за профилот на лопатката во ортогонална проекција, со метода точка по точка, е нешто посложена, но принципиелно се сведува на исто.

10.3.2. Профилирање на цилиндрични лопатки со еден кружен лак

Овој метод е поедноставен од претходно опишаниот во точката 10.3.1. Овој метод овозможува да се добијат попусти контури на профилот на лопатката (кружен лак), но затоа, меѓулопаткините канали можат да се покажат несовршени во хидраулички поглед, бидејќи законот за промена на брзината ќе биде неповолен. Затоа треба да се провери законот за промена на проточните пресеци по должина на каналот, и во случај, отстапувањето на добиената форма на каналот од формата, која со своите добри хидраулички својства е потврдена во пракса, треба да се извршат соодветни корекции.

Во конкретниот случај, се применува, практичниот метод на проектирање на цилиндричните лопатки со еден кружен лак $R = const$.



Слика 10.21 Профилирање на лопатките по закон на кружен лак $R = const$

Бидејќи се дефинирани внатрешните и надворешните пречници на работното коло d_1 и d_2 , како и аглите на лопатката на колото на влез и излез δ_1 и δ_2 , може во ортогоналната проекција да се нацрта средна линија (скелетница) на лопатката со помош на кружниот лак $R = const$. Начинот на цртање на лопатки со еден кружен лак е прикажан на сликата 10.21.

Во првиот чекор, се вртнуваат круговите со пречници d_1 и d_2 . На кругот со пречник d_2 се избира произволна точка G (слика 10.21) и се спојува со центарот O (радиус OG). Потоа се повлекува радиус $OK = \frac{d_1}{2}$ под аголот $(\delta_1 + \delta_2)$ во однос на правецот OG. Се спојува точката G со точката K и се продолжува права GK до пресекот со

кругот со пречник d_2 (точка B). Потоа се повлекува правец од точката G под агол δ_2 , во насока лево од оската OG. Од средната линија GB се повлекува нормала и се продолжува до пресек во точката M со правецот GM, повлечен од точката G. Точката M претставува центар од кој треба да се повлече лак, кој претставува средна линија (симетрала) на работната лопатка (лак BG).

Лесно се докажува дека локот BG го сече кругот со пречник d_1 под агол δ_1 , а кругот со пречник d_2 под агол δ_2 . Ќе се означи аголот OGB со φ . Тогаш важи:

$$\angle OKB = \delta_1 + \delta_2 + \varphi$$

$$\angle OBK = \angle OKB = \delta_1 + \delta_2 + \varphi$$

$$\angle MBG = \angle MGB = \delta_2 + \varphi$$

$$\angle OBM = \angle OBK = -\angle MBG = \delta_1$$

Според тоа исто така:

$$\angle LBP = \angle OBM = \delta_1 \text{ и } \angle NGO = \angle MGO = \delta_2$$

Овој метод за профилирање на цилиндрични лопатки не е прецизен (еднозначен), затоа како дополнителен услов, се претпоставува законот за промена на релативната брзина по должина на лопатката, кој немора да биде најдобар во сите случаеви. Затоа може да се примени за помали работни кола, т.е. за поедноставни технолошки барања. Меѓутоа, може да се потполни со конструкција на лопатката со помош на два кружни

лаци, според законот на парабола, (во кој случај мора претходно да се постави централен агол на лопатката θ слика 10.22).

На средната линија на профилот на лопатката се нанесува дебелината на профилот σ , а законот за промена, од влезот до излезот од работното коло, се задава претходно.

Според некои искусвени податоци профилот на цилиндричните лопатки во целост се изведува со променливи дебелини, така што најдебелиот дел се наоѓа во средина на должината на профилот на лопатката или, нешто поблиску, кон излезниот раб. При тоа зоната на потенциот профил се поместува во област на повисок притисок, со што се подобруваат кавитационите својства на лопатката.



Слика 10.22 Профилирање на лопатките по закон на парабола

Влезниот елемент на лопатката треба да има заоблена форма по радиус 1-1,5 mm. Зголемувањето и намалувањето на дебелината на профилот треба да е постепено.

На одалеченост со еднаков чекор на профилната (кружна) решетка $t = \frac{d_2 \cdot \pi}{z}$, на аналоген начин, треба да се нацрта контурата на следната лопатка.

Ваквото профилирање на меѓулопаткините канали треба да се провери. Законот за промена на поточниот пресек треба да гарантира, што поблага, промена на брзината, а каналот треба да е со форма,

поблиска со каналите, кои можат (искусствено) да се сметаат за поволни од хидраулички аспект.



Слика 10.23 Профилирање на карактерот на промената на проточниот пресек на меѓулопаткиниот канал $[a * b = f(r)]$

Проточниот пресек на меѓулопаткиниот канал (нормален на струјните линии на релативното движење) приближно е определен со површината на трапезот, чија што една средна линија е еднаква на пречникот на кругот впишан во работниот канал a (слика 10.23), а другата на ширината на колото b во меридијанскиот пресек на радиусот r , кој одговара на избраната точка на средната линија во меѓулопаткиниот (работен) канал.

Пречниците на круговите впишани во работниот канал условно се заменуваат со нормални растојанија помеѓу криволиниските контури на профилот. Графикот на функцијата $ab=f(r)$ треба да се спореди со позитивните искусвени примери, и по

потреба, да се направи корекција.

10.3.3 Профилирање на просторно закривени (витоперни) лопатки

Со пораст на специфичната брзина на вртење на работното коло се намалува односот $\frac{d_2}{d_0}$, а се зголемува односот $\frac{b_2}{d_2}$ т.е. каналот на работното коло, во меридијанската рамнина, станува релативно поширок. За да се добие добро работно коло, обично кај центрифугалните пумпи со $n_q > 22-27$ влезниот раб на лопатката се вовлекува во всисниот простор т.е., во просторот каде што течноста скренува од аксијална во радијална насока. На овој начин се зголемува должината на лопатката, се

намалува обемната и релативната брзина на струењето на влезот во работното коло и се подобруваат енергетските и кавитационите својства на пумпата.

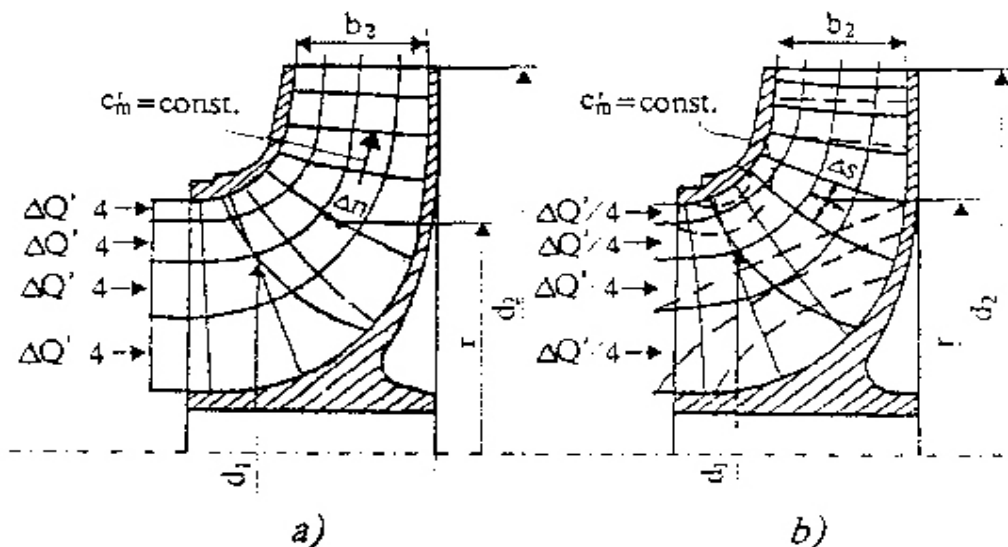
Обемната и релативната брзина ќе бидат различни на различни радиуси, долж влезните рабови, поради што, влезниот раб на лопатката станува просторно закривен. Со самото тоа, лопатката добива посложена контура на профилот во однос на цилиндричната лопатка.

Пресметката и конструкцијата на работното коло со просторно закривени лопатки е многу посложена, од пресметката на коло со цилиндрични лопатки. Во овој случај, во првиот чекор, се определуваат геометриските параметри и се црта меридијански пресек на работното коло. Постапката е следна: за дадениот проток Q и напор H при усвоена брзина на вртежите n се определуваат пречниците на вратилото d_v , на главичната d_{gl} и пречникот d_0 и во првата акпроксимација пречникот d_2 и ширината на излезот, по процедура изложена во поглавието 10.2

Контурата на меридијанскиот пресек на работното коло и влезниот раб на лопатката се цртаат врз основа на искуства и изведени конструкции на пумпи со добар степен на полезно дејство η .

За точно пресметување и определување на аглите на лопатката на влезниот и излезниот раб неопходно е да се изврши детална пресметка по струјната теорија. Во тој случај, прво се цртаат струјните линии во меридијанскиот пресек, кои претставуваат, соодветни струјни површини. Овие површини со ротационите површини имаат заедничка оска на вртење на колото. Шематски за ова струење во работното коло се претпоставува дека честичките на течноста вршат апсолутно струење, кое има сложен просторен карактер по струјната линија која лежи на струјните површини. Струјните линии во меридијанската рамнина, може да се разгледуваат како меридијанска проекција на струјните линии на апсолутното движење. Очигледно е, дека меридијанската брзина на струењето е тангентата на струјната линија во меридијанска проекција.

При пресметка на работното коло со просторно закривени лопатки струењето во нив се дели на елементарни струења со помош на неколку струјни линии и со поделба на каналите во меридијанската рамнина (слика 10.24). При тоа се подразбира дека елементарните струења имаат еднаков проток. Соодветните струјни линии во меридијанска проекција можат да се определат под услов дека струењето е во област на работно коло со еднакви брзини и потенцијално ($c_m = \text{const.}$)



Слика 10.24 Профилирање на меридијанскиот пресек на колото со просторно закривени (витоперни) лопатки

Струење со еднакви брзини во меридијанскиот пресек на колото се карактеризира со еднакви меридијански брзини по нормала на струјните линии (слика 10.24-а). За да се определи законот по кој ќе се цртаат струјните линии, струењето низ колото се дели на елементарни струења со еднакви протоци ($\Delta Q'$):

$$\Delta Q' = \frac{Q_k}{i} = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot \Delta n \cdot c'_m \quad \dots (10.46)$$

каде што:

c'_m – меридијанска брзина на елементарното струење,

i – број на елементарни струења,

Δn – должина на елементарните нормали помеѓу двете соседни струјни линии,

r – полупречник на центарот на елементот Δn .

Бројот на елементарните струења (i) се зема дека е парен број, во зависност од големината на меридијанскиот пресек (најчесто $i=4-6$), а средната струјница се претпоставува ориентационо. Бројот на струјните линии во овој случај ќе биде $i+1$ земајќи ги во предвид и венците (ободите) на работното коло, кои ги претставуваат првата и последната струјница.

Од изразот (10.46) следува дека меридијанската брзина:

$$c'_m = \frac{\Delta Q'}{2 \cdot r \cdot \pi \cdot \Delta n} \quad \dots (10.47)$$

Затоа што елементарниот проток $\Delta Q'$ е еднаков за сите елементарни струења и меридијанската брзина c'_m ќе бидат еднакви по разгледуваната нормала. Од овие два изрази понатаму следи дека за дадената нормала важи равенката:

$$r \cdot \Delta n = \frac{\Delta Q'}{2 \cdot \pi \cdot c'_m} \quad \dots (10.48)$$

Со помош на оваа равенка се цртаат струјни линии во меридијански пресек по метода на приближување. Имено, прво ориентационо се цртаат струјни линии кои се погусты таму каде што проточниот пресек е тесен. Потоа на нив се нанесуваат нормали и се проверува константата $r \cdot \Delta n$, која мора да биде еднаква по должина на нормалата согласно со претходниот израз. Струјните линии и нормалите постепено се корегираат се додека не се добие грешка до 5%, одредена како однос на разликата од најмала до најголема бројна вредност на производот $r \cdot \Delta n$. Потоа, по изразот (10.47) се одредува меридијанската компонента на апсолутната брзина c'_m . Се усвојува дека оваа брзина, по дадената нормала, има средна аритметичка вредност, одредена по поедини елементи Δn по нормала.

Познато е од механиката на флуидот дека потенцијалното струење важи за невискозен хомоген флуид. Со извесна приближност може да се смета дека низ работното коло струи реална течност и тоа потенцијално, при што вискозоста на реалната течност може да се занемари, затоа што струењето се одвива при голем Рејнолдсов број (Re).

Се набљудува повторно меридијанско струење во работно коло на пумпата за кои се претпоставува дека е потенцијално (слика 10.24 б). Во овој случај нормалите на струјните линии претставуваат линии на еднаков потенцијал (еквипотенцијални површини). Во механика на флуиди се докажува дека, ако се сака струењето во меридијанската рамнина да биде потенцијално, неопходно е да при еднакви елементарни протоци $\Delta Q'$, помеѓу две струјни површини биде исполнет следниот услов: елементарните криволиниски правоаголници помеѓу двете еквипотенцијални линии треба да бидат исти:

$$\frac{r \cdot \Delta n}{\Delta s} = const \quad \dots (10.49)$$

каде што е:

Δn и Δs - должина на елементарните криви струјни линии и нормалата повлечени на неа,

r – радиус на центарот на правоаголникот.

Струјните линии, по претходниот израз, се цртаат со метод на постепено приближување. На сликата 10.24 прикажани се линиите на еднакви меридијански брзини (c'_m) одредени по изразот 10.47 (изолинии- изотахи).

Меѓутоа кај центрифугалните пумпи реалното меридијанско струење се разликува од потенцијалното. Причината за ова не е само влијанието на вискозитетите туку и влијанието на бројот на лопатките, потоа влијанието на дифузорностите на меѓулопатичниот канал и тн. Повеќето автори предлагаат струјните линии да се цртаат по методата на еднакви брзини [48, 58, 78].

Теориската основа за ваквото претпоставено струење во работното коло на центрифугалната пумпа, нажалост, се уште ја нема. Експериментите, обично покажуваат, дека работните кола пресметани по методата на еднакви брзини имаат блага промена на лопатичните површини, висок степен на корисност и добри кавитациони особини. Покрај тоа струјните линии кај меридијанските струења многу лесно се одредуваат, многу полесно отколку при потенцијалните струења.

Меридијанското потенцијално струење се користи кај некои методи за пресметки на осните и завојните кола.

Во овој случај се поаѓа од струјната теорија т.е. од претпоставката дека деливи од течноста за дадени струјни линии во допир со површината на лопатката, се движат напред по нив, кога бројот на лопатката е бесконечен ($z = \infty$). Следи дека проектирањето на лопатките, всушност, се сведува на пресметка на доволен број на струјни линии, со помош на кои можат да се одредат конечните димензии на колата и аглите на нејзината влезна и излезна ивица, и врз основа на нив, да се нацрта ортогонална проекција на работното коло.

За да се упрости оваа задача, се усвојува лопатките да се со константна или со малку променлива дебелина. Оваа претпоставка овозможува аглите на лопатката да се анализираат само од предната страна. Ако се сака подетална анализа, аглите треба да се дефинираат на средната линија на лопатката (скелетници на профилот на лопатките).

Пресметката почнува за средната линија и тоа за влез и излез од работното коло т.е. како и кај работните кола со цилиндрични лопатки.

За влезен пречник d_1 се зема пречник на кој се наоѓа точка на пресекот на средната струјна линија и влезна лопатка на работното коло (слика 10.24 а). Меридијанската брзина c'_m се одредува со помош на изотахи со постапката на интерполација. Големините φ, c_{1m} односно β_1, δ_1, w_1 се одредуваат на веќе познат начин, како што е направено во поглавјето 10.2.

Излезниот пречник d_2 во првото приближување, се одредува како во поглавјето 10.2 и служи за обликување на меридијанскиот пресек на работното коло. Од струјните мрежи се одредува меридијанската брзина c'_{2m} , а потоа се одредуваат големините φ_2, β_2 и δ_2 . Напорот на колото H_k согласно со (10.34) ќе биде:

$$H_{k\infty} = (1 + \rho) \cdot \frac{H}{\eta_h} \quad \dots (10.50)$$

Коефициентот p се одредува според изразот (10.33), бројот на лопатките на работното коло z по изразот (10.32). Експерименталниот коефициент ψ' се бира по изразот $\psi' = 0,6 \cdot \left(1 + \frac{\delta_2}{60}\right)$, а обемната брзина спрема (10.37).

Бидејќи е одредена обемната брзина на излезот од работното коло се пристапува со одредување на излезниот пречник d_2 во второ приближување и, по потреба, повторно се одредува ширина на работното коло b_2 . Освен тоа, се проверуваат и коефициентите ψ_1 и ψ_2 .

После пресметките за средна струјна линија треба да се изврши хидродинамичка пресметка и за останатите струјни линии. Притоа секоја струјна линија се пресметува со еден општ напор т.е. $H_k = \text{const}$ и за еднаков излезен пречник d_2 .

Излезниот агол на лопатката b_2 обично се зема за сите струјни линии да е ист како d_2 . На овие места меридијанската брзина на струењата е $c_{2m} = \text{const}$. За да оваа брзина биде константна мора да биде и напорот на работното коло $H_k = \text{const}$. Се разгледуваат два случаи:

1. Се претпоставува дека $\eta_h = \text{const}$ за поединечни струјни линии. Тогаш, согласно со равенката (10.50), неопходно е да биде и $p = \text{const}$.



Во тој случај треба и површината на проточниот пресек да е константна за поединечни струјни линии. Тука r_2 и $\psi' = f(\delta_2)$ за сите струјни линии е исто. Потоа се одредува должината на струјните линии. Со обзир дека статичкиот момент на средната струјна линија треба да биде еднаков за сите останати струјни линии и дека почетокот на средната струјна линија мора да се вовлече во всисаниот простор на колото слика (10.25), а некогаш да излезе и надвор од него. Во тој случај влезната ивица (1) мора да се менува затоа што не е прифатлива (кривата 1).

2. Обично $\eta_h \neq \text{const}$ за сите струјни линии. Најчесто (η_h) опаѓа од задните струјни линии (e-e) према првата струјна линија (a-a), бидејќи релативната брзина на струењето е поголема на

струјните линии кои се блиску до предниот венец на работното коло. Во случај струјната линија на работното коло (e-e) да е значително подолга во споредба со струјната линија (a-a), η_h може и да расте од задната струјна линија према предната. Во тој случај за да напорот на колото H_k биде константен за сите струјни линии, неопходно е да се исполни условот и да е $\frac{1+p}{\eta_h} = \text{const}$ за сите струјни линии што значи

дека статичкиот момент на секоја струјна линија ќе биде различен (крива 3).

Најчесто влезната ивица на лопатката (крива 2, слика 10.25) се поставува помеѓу линиите еднакви на статичкиот момент (крива 1) и нормалите на струјните линии (крива 3).

Кај центрифугалните пумпи, со висока специфична брзоодост на вртежите n_q и кај завојните пумпи, излезниот агол на лопатката δ_2 може да биде различен за поединечни струјни линии и лопатката да има просторен облик по целата должина т.е. од влезот до излезот на работното коло. Од триаголникот на брзини на излезот (слика 10.12) следи дека е:

$$tg\delta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u\infty}} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{u_2^2 - u_2 \cdot c_{2u\infty}} = \frac{u_2 \cdot c_{2m}}{u_2^2 - g \cdot H_k \cdot (1 + \rho)} \quad \dots\dots (10.51)$$

После пресметките за средната линија, кога е позната влезната и излезната ивица на лопатката се пресметува по овој израз аголот на лопатката (δ_2) за останатите струјни линии. За секоја од нив обавезно треба да се одреди поправен коефициент ρ . Во таа цел треба да се одреди и статички момент на поедините струјни линии.

За конечно профелирање на влезните и излезните ивици на лопатките треба да одредат величини кои ги карактеризираат струјните величини на влезот а, b, d и e, а со самото тоа и c'_{1m} , ψ_1 , c_{1m} , u_1 , $tg\delta_1$ односно δ_1 , β_2 , w . Се препорачува за струјните линии лопатичниот агол δ_1 да се одреди од односот:

$$m = \frac{tg\delta_1}{tg\beta_1} \quad \dots\dots (10.52)$$

и дека мора да биде за сите струјни линии ист, иако е одреден за средната струјна линија с.

Тогаш е: $tg\delta_1 = m \cdot tg\beta_1$.

За струјните линии а, b, d и e потоа се одредуваат струјни параметри на излезот од работното коло: c'_{2m} , c_{2m} , ψ_2 , w .

Без обзир на напорот H , протокот Q или брзина на вртежи n , за кои треба да се пресметува работното коло, лопатките секогаш ограничуваат две просторно закривени површини по кои струи течност т.е. лопатките се свиени во повеќе рамнини. За теориско определување на односот струење и притисок во меѓулопатичниот канал на работното коло на центрифугалните пумпи, мора проблемот на струењето да се набљудува како просторен проблем т.е. струењето да се анализира како тродимензиско струење. Сите обиди ова да се реши со претпоставка на рамнинско струење, останатите се неуспешни, бидејќи добиените резултати неможат да се користат за практично изведување. Според тоа, одредувањето на обликот на лопатката по аналитички пат, до денес, не било можно, затоа што не е изведен математички модел, кој би содржал облик на површина на лопатката. Затоа обликовањето на лопатката се врши со графички методи т.е. со цртање, од кои две припаѓаат на методите на конформното пресликување и тоа е една од методите со помош на деформирани триаголници, а другата метода е развивање на лопатките по обвивката на истоосни конуси.

Методата на конформните пресликувања со помош на деформирани триаголници е нова метода и се состои од тоа што, прво, се одредува вистинска големина на аглите, должината и дебелината на лопатките, а потоа, врз основа на истите се конструираат струјните линии во ортогонална проекција (Капланова метода).

Втората метода или методата на конус се состои од тоа што влезната и излезната ивица на лопатката се пресликуваат на обвивката на конусот, кој ја тангира, а потоа конструкцијата се пренесува во ортогонална проекција од која што понатаму се добиваат пресеци на лопатката за изработка на модели.

10.3.4. Предлог алгоритам за пресметување и конструкција на меридијански пресек на работното коло и профилот на лопатките на колото

Пресметката се изведува за секоја струјна линија.

Познати величини (за средна струјница):

d_1 [m] – влезен пречник со средна струјница

d_2 [m] – излезен пречник

b_1 [m] – влезна ширина

b_2 [m] – излезна ширина

c_{1m} [m/s] – меридијанска брзина на влез

c_{2m} [m/s] – меридијанска брзина на излез

w_1 [m/s] – релативна брзина на влез

w_2 [m/s] – релативна брзина на излез

δ_1 [°] – влезен агол на лопатката

δ_2 [°] – излезен агол на лопатката

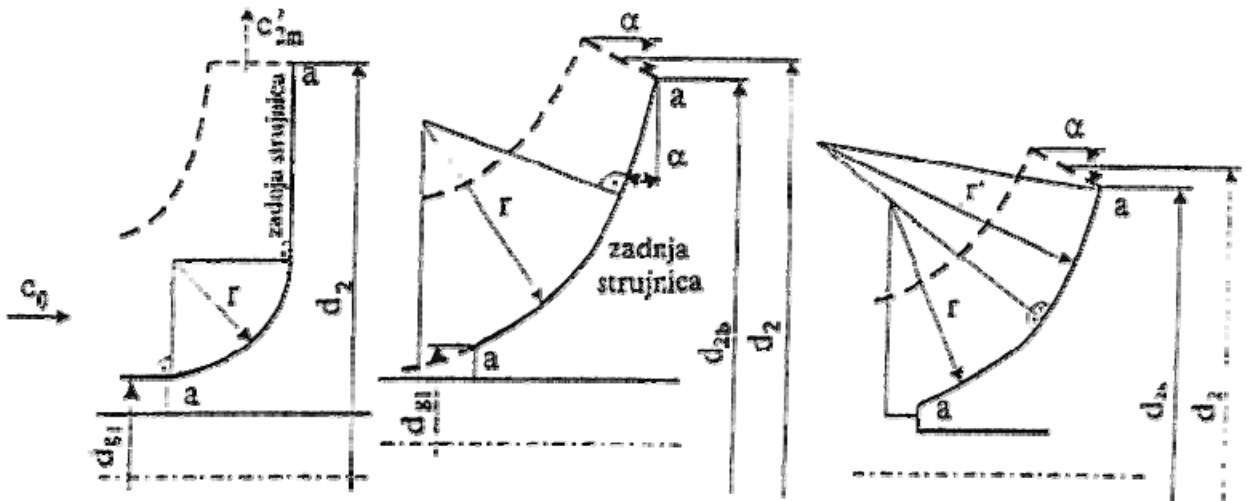
σ [m] – дебелина на лопатката

z – број на лопатки

Q_k [m³/s] – проток низ колото

1. Дефинирање на последната струјница а-а (сл. 10.26)

Од претходните пресметки на колото (10.2.3.4) познати се d_{vr} , d_{gl} , d_2 и во зависност од самата конструкција на пумпата се врши дефинирање на последната струјница:



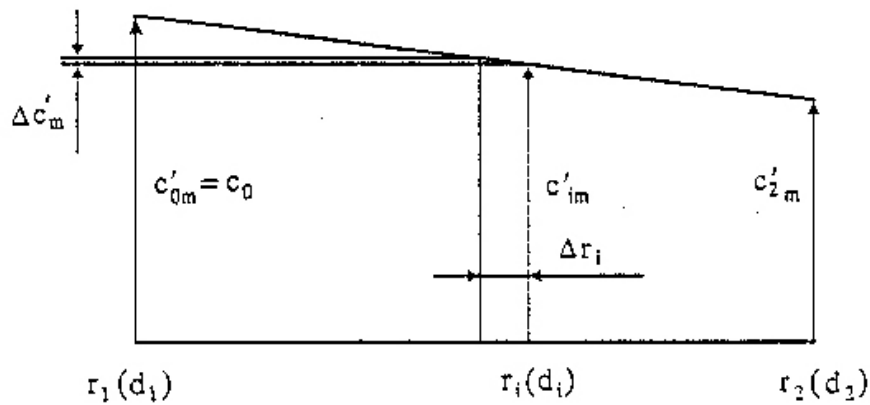
Слика 10.26 Профилирање на задната струјница

2. Прираст на меридијанските компоненти на брзината (слика 10.27)

Се зема прирастот на брзината од $\dot{c}'_{om} = c_0$ до \dot{c}'_{2m} , со односот на брзината

$$\frac{\dot{c}'_{2m}}{\dot{c}'_{om}} = 0,8$$

$$\Delta c'_m = 2 * \frac{\dot{c}'_{om} - \dot{c}'_{2m}}{d_2 - d_{sr}} = 2 * \frac{0,2 * \dot{c}'_{om}}{d_2 - d_{sr}} \left[\frac{m}{s} \right]$$



Слика 10.27 Закон за промена на меридијанската брзина во струјното коло

3. Меридијанска компонента на брзината во i -тата точка

$$c'_{im} = c'_{2m} + (d_2 - d_i) * \frac{c'_{0m} - c'_{2m}}{d_2 - d_{sr}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

каде што:

$$d_{sr} = \frac{d_o + d_{gl}}{2} [m] \quad d_{sr} \leq d_i \leq d_2$$

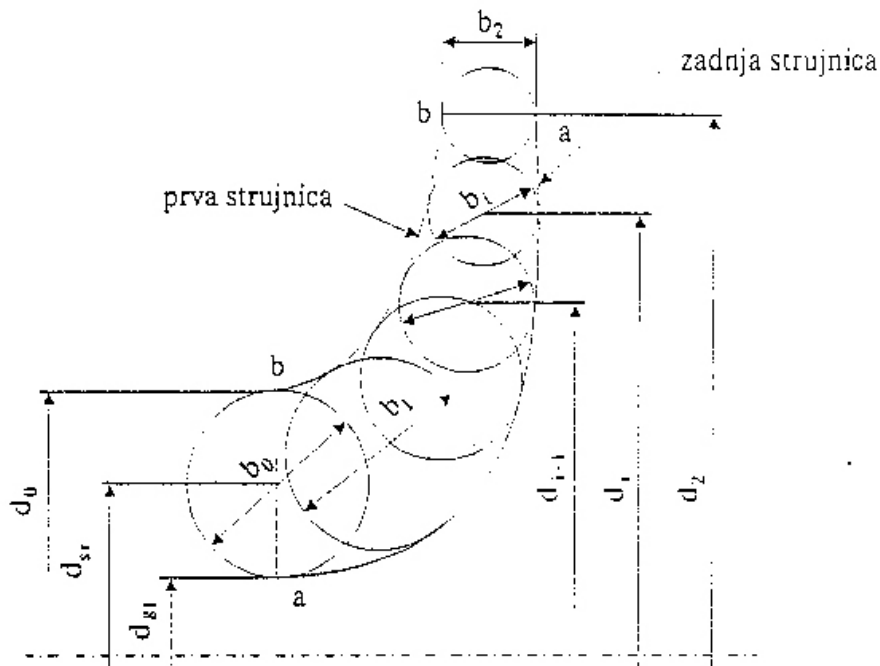
4. Дефинирање на ширината на проточниот пресек во i -тата точка

$$b_i = \frac{Q_k}{\pi * d_i * c'_{im}} [m]$$

за : $d_{sr} \leq d_i \leq d_2$ каде што: $d_{sr} = \frac{d_o + d_{gl}}{2} [m]$

5. Дефинирање на првата струјница $b-b$ (слика 10.28)

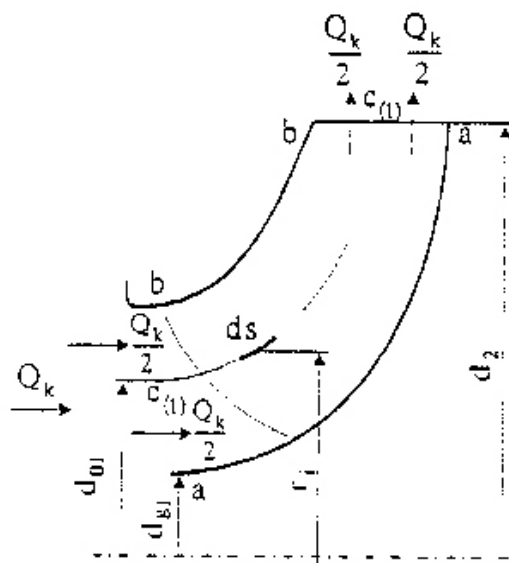
Бидејќи за секој пречник d_i важи $d_{sr} \leq d_i \leq d_2$ и ширината b_i , кога ќе се впишат сите кругови со дијаметар b_i кои ја тангираат задната струјница може да се впише крива, која ја тангира сите тие кругови од другата страна и се добива првата струјница (види слика 10.28)



Слика10.28 Профилирање на првата струјница

6. Дефинирање на останатите струјници c-c (слика 10.29)

За определување на средната струјница ќе се подели струјниот простор на два дела така што да се има проток по $\frac{Q_k}{2}$ во двата дела $\frac{Q_k}{j} = \frac{Q_k}{2}, j = 2$ струјни простори. Бидејќи е познато d_{gl} и d_2 се пресметува средната струјница, важи истото како пресметката за првата струјница, само со $\frac{Q_k}{2}$.



Слика10.29 Профилирање на произволна струјница

6.1 Меридијанска компонента на брзината c'_{om1}

$$c'_{om1} = c_o$$

(c_o , е пресметано под точката 21 во алгоритамската хидраулична пресметка на работното коло)

6.2 Дијаметар d'_o на средната струјница

$$d_{o1} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{Q_k}{2}\right)^2}{\pi \cdot c_o} + d_{gl}^2} = \sqrt{\frac{d_o^2 + d_{gl}^2}{2}} [m]$$

6.3 Дијаметар на ”средната струјница” за новиот струен простор

$$d_{11} = 0,8 \cdot d_{o1}$$

6.4 Влезна ширина на новиот струен простор

$$b_{11} = \frac{\frac{Q_k}{2}}{\pi \cdot d_{11} \cdot c'_{11m}} [m]$$

каде што:

$$c'_{11m} = c'_{21m} + (d_2 - d_{11}) \cdot \frac{c_o - c'_{21m}}{d_2 - d_{o1}} \quad c'_{21m} = 0,8 \cdot c_o = c'_{2m}$$

6.5 Излезна ширина на новиот струен простор

$$b_{21} = \frac{\frac{Q_k}{2}}{\pi \cdot d_{11} \cdot c'_{11m}} [m]$$

каде што:

$$0,5 \cdot c_o \leq c'_{21m} \leq c_o \quad c'_{21m} = 0,8 \cdot c_o = c'_{2m}$$

6.6 Дефинирање на ширината на проточниот пресек b_{i1}

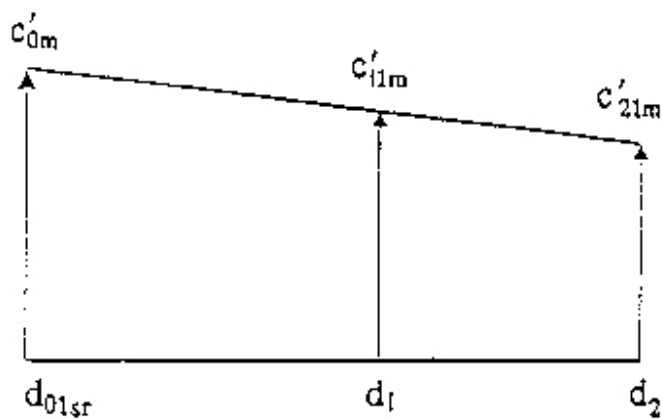
$$c'_{21m} = 0,8 \cdot c_o$$

$$d_{o1sr} = \frac{d_{o1} + d_{gl}}{2}$$

Како што е од горе познатиот закон за промена на брзината c'_{11} за секоја d_i

$$d_{o1sr} \leq d_i \leq d_2$$

$$c'_{i1m} = c'_{21m} + (d_2 - d_i) \cdot \frac{c_{o1m} - c'_{21m}}{d_2 - d_{o1sr}} [m/s]$$

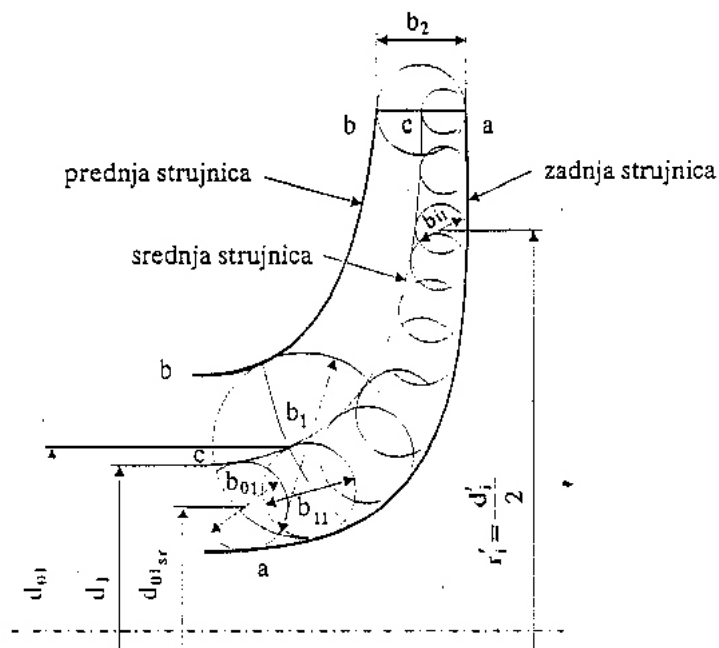


$$b_{i1} = \frac{Q_k}{\pi * d_i * c'_{i1m}} [m]$$

Сега кога се дефинирани сите ширини на проточниот пресек (поделен на два дела) може да се впише средната струјница која ќе ги тангира сите овие кругови.

Слика 10.30 Закон за промена на меридијанската брзина

***НАПОМЕНА:** На ист начин би можеле да се нацртаат и следните две (односно 4, 6 ...) струјници, ако струјниот простор би се поделил на 4 дела (со $\frac{Q}{4}$), осум (со $\frac{Q}{8}$), и тн.



Слика 10.31 Профилирање на последната струјница

7. Дефинирање на влезниот раб на лопатките

Бидејќи се профилирани струјниците во меридијанскиот пресек (се мисли на струјницата која е потполно дефинирана со d_1 и d_2) може да се определи влезниот раб на лопатките, и за предната и за задната струјница, на следниот начин:

7.1 Определување на статичкиот момент на струјницата (средна) $c_1 - c_2$

$$S_{c_1-c_2} = \int_{r_1=\frac{d_1}{2}}^{r_2=\frac{d_2}{2}} r \cdot ds = \sum_{r_1=\frac{d_1}{2}}^{r_2=\frac{d_2}{2}} r \cdot \Delta S$$

7.2 Определување на влезниот раб на струјницата $a_1 - a_2$ и $b_1 - b_2$

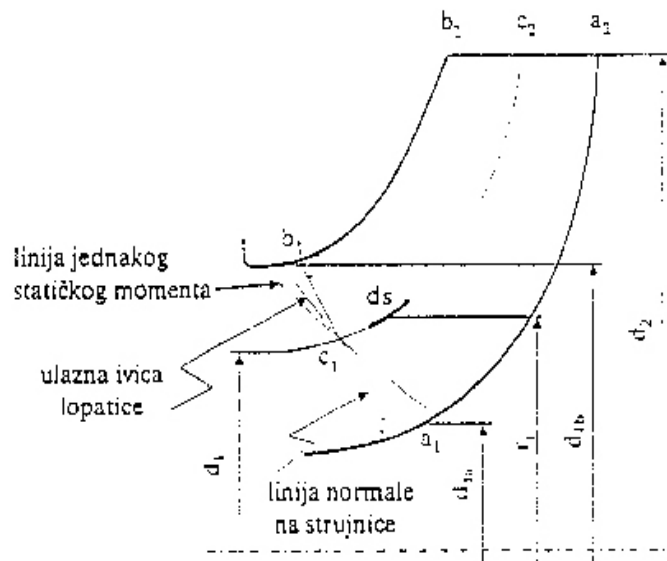
Влезниот раб на струјниците $a_1 - a_2$ и $b_1 - b_2$ се добиваат од условот: статичкиот момент на овие струјници е еднаков на статичкиот момент на струјницата $c_1 - c_2$.

$$S_{a_1-a_2} = \int_{r_{1a}}^{r_{2a}} r \cdot ds = \sum_{r_{1a}}^{r_{2a}} r \cdot \Delta S = S_{c_1-c_2}$$

$$S_{b_1-b_2} = \int_{r_{1b}}^{r_{2b}} r \cdot ds = \sum_{r_{1b}}^{r_{2b}} r \cdot \Delta S = S_{c_1-c_2}$$

ΔS - да се земе доволно мало

Објаснување на постапката: после ова треба да се вцрта нормалата на струјниците $a_1 - a_2$ и $b_1 - b_2$ од точката C_1 . Потоа може да се вцрта - профилира влезниот раб на лопатките, која се наоѓа помеѓу нормалите и линиите на еднаквиот статички момент.



Слика 10.32 Профилирање на влезните рабови на лопатката

За конечно дефинирање на влезните и излезните рабови на лопатките треба да се определат величините кои ја карактеризираат струјната линија на влезот a_1 и b_1 , а со самото тоа и $c'_{1m}, c_{1m}, \psi_1, u, tg \delta_1$ односно $\beta_{10}, \delta_1, w_1$. Се препорачува и за останатите струјни линии да се задржи истиот однос m :

$$m = \frac{tg \delta_1}{tg \beta_{10}} \quad \text{т.е.} \quad tg \delta_1 = m \cdot tg \beta_{10}$$

За струјните линии $a_1 - a_2$ и $b_1 - b_2$ се определуваат струјните величини на излезот од колото: $c'_{2m}, c_{2m}, \psi_2, w_2$. Во случај да излезниот агол на лопатката е различен за наведените струјни линии тогаш го пресметуваме по изразот:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{u_2 * c_{2m}}{u_2^2 - g * H_k * (1 + p)}$$

Со профилот на влезниот раб на лопатката определени се и следните параметри на струјницата:

- $d_{1a}[m]$ – дијаметар на влезната струјница $a_1 - a_2$;
- $d_{2a}[m]$ – дијаметар на излезната струјница $a_1 - a_2$;
- $d_{1b}[m]$ – дијаметар на влезната струјница $b_1 - b_2$;
- $d_{2b}[m]$ – дијаметар на излезната струјница $b_1 - b_2$;

Определување на геометските параметри за струјницата $a - a$

1. Обемна брзина на влез:

$$u_{1a} = \frac{D_{1a} \cdot \pi \cdot n}{60} \left[\frac{m}{s} \right]$$

2. Коэффициент на стеснување :

$$k_{1a} = \frac{t_{1a}}{\delta - \frac{t_{1a}}{\sin \beta'_{1al}}}$$

каде што: $t_{1a} = \frac{D_{1a} \cdot \pi}{z}$

***НАПОМЕНА:** Влезниот агол β'_{1al} претпоставуваме дека е :

$$k_{1a} = \frac{1}{\delta \cdot z - \frac{D_{1a} \cdot \pi \cdot \sin \beta'_{1al}}{1}}$$

3. Меридијанската брзина, непосредно на влезниот раб на лопатките на колото c_{m1a}

$$c_{m1a} = k_{1a} \cdot c'_{1m} \quad \text{каде што: } c'_{1m} \approx c_0$$

4. Агол на безударниор влез:

$$\beta_{1a} = \operatorname{arctg} \frac{c_{1ma}}{u_{1a}} [^\circ]$$

5. Агол на лопатката:

$$\beta_{1al} = \operatorname{arctg}(m \cdot \operatorname{tg} \beta_{1a}) [^\circ]$$

Ако овој агол (претпоставениот и пресметаниот) не се поклопува, тогаш се зема дека е: $\beta_{1al} = \beta'_{1al}$ и пресметката се повторува од точка 2 се додека претпоставениот и пресметаниот агол не бидат еднакви.

6. Релативна брзина :

$$w_{1a} = \frac{c_{1ma}}{\sin \beta_{1al}}$$

7.1 Коефициент ψ_a :

$$\psi_a = k \cdot \left(1 + \frac{\beta'_{2a}}{60}\right)$$

каде што:

$k=0,6$ - за центрифугални пумпи со спроводен апарат,

$k=(0,65+0,85)$ - за центрифугални пумпи со спирален одвод,

$k=(0,85+1)$ - за случај кога постои и ротационен дифузор.

β'_{2a} - е претпоставен агол

7.2 Поправен коефициент P_a

$$P_a = \frac{\psi_a}{z} \cdot \frac{D_2^2}{4 \cdot S_a}$$

7.3 Излезн агол β_{2a}

$$\beta_{2a} = \arctg \frac{u_2 \cdot c_{2ma}}{u_2^2 - g \cdot H_k \cdot (1 + P_a)} \left[^\circ\right]$$

каде што:

$$c_{2ma} = k_{2a} \cdot c'_{2ma}$$

$$c'_{2ma} = 0,8 \cdot c_o$$

$$k_{2a} = \frac{1}{1 - \frac{\delta \cdot z}{D_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta'_{2a}}}$$

β'_{2a} - претпоставен агол

***НАПОМЕНА:** Доколку овој и претпоставениот агол не се поклопуваат, се зема дека е: $\beta'_{2a} = \beta_{2a}$ и пресметката се повторува од точка 7.1 се до нивното изедначување.

7.4 Релативна брзина w_{2a}

$$w_{2a} = \frac{c_{2ma}}{\sin \beta_{2al}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

За случај кога е: $D_2 \neq D_{2a} \neq D_{2b}$ пресметката се изведува на следниот начин:

8. Меридијанска компонента на апсолутната брзина на излезот од колото C_{2ma}

$$0,5 < C'_{2ma} < C_o$$

усвојуваме $C'_{2ma} = 0,8 \cdot C_o$

$$C_{2ma} = k_{2a} \cdot C'_{2ma}$$

каде што:

$$k_{2a} = \frac{1}{1 - \frac{\delta \cdot z}{D_{2a} \cdot \pi \cdot \sin \beta'_{2a}}}$$

β'_{2a} - претпоставен излезен агол

9. Излезниот агол β_{2a} се определува од зависноста:

$$\beta_{2a} = \arctg \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} \cdot \frac{C_{2ma}}{C_{1ma}} \cdot \sin \beta'_{1al} \right] [^\circ]$$

Ако овој агол и претпоставениот агол не се поклопуваат, тогаш пресметката се повторува од точка 8 така што земаме дека е: $\beta'_{2a} = \beta_{2a}$ и пресметката се повторува од нивното изедначување.

10. Релативна брзина w_{2a}

$$w_{2a} = \frac{c_{2ma}}{\sin \beta_{2al}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Со ова ги имаме сите потребни параметри за цртање на струјницата $a-a$ во ортогонална проекција: $D_{1a}, D_{2a}, \beta_{1al}, \beta_{2a}, C_{1ma}, C_{2ma}, w_{1a}, w_{2a}$

Определување на геометските параметри за струјницата $b-b$

1. Обемна брзина на влез:

$$u_{1b} = \frac{D_{1b} \cdot \pi \cdot n}{60} \left[\frac{m}{s} \right]$$

2. Коэффициент на стеснување :

$$k_{1b} = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \delta}{D_{1b} \cdot \pi \cdot \sin \beta'_{1bl}}}$$

***НАПОМЕНА:** Влезниот агол β'_{1bl} го претпоставуваме.

3. Меридијанската брзина, непосредно на влезниот раб на лопатките на колото c_{m1b}

$$c_{m1b} = k_{1b} \cdot c'_{1m} \quad \text{каде што: } c'_{1m} \approx c_o$$

4. Агол на безударниор влез:

$$\beta_{1b} = \operatorname{arctg} \frac{c_{1mb}}{u_{1b}} \left[^{\circ} \right]$$

5. Агол на лопатката:

$$\beta_{1bl} = \operatorname{arctg} (m \cdot \operatorname{tg} \beta_{1b}) \left[^{\circ} \right]$$

Ако овој агол (претпоставениот и пресметаниот) не се поклопува, тогаш се зема дека е: $\beta_{1bl} = \beta'_{1bl}$ и пресметката се повторува од точка 2 се додека претпоставениот и пресметаниот агол не бидат еднакви.

6. Релативна брзина :

$$w_{1b} = \frac{c_{1mb}}{\sin \beta_{1bl}}$$

За случај кога $D_2 = D_{2a} = D_{2b}$, а кога се менува излезниот агол β_2 пресметката се изведува на следниот начин:

7.1 Коефициент ψ_b :

$$\psi_b = k \cdot \left(1 + \frac{\beta'_{2b}}{60} \right)$$

каде што:

$k=0,6$ - за центрифугални пумпи со спроводен апарат,

$k=(0,65+0,85)$ - за центрифугални пумпи со спирален одвод,

$k=(0,85+1)$ - за случај кога постои и ротационен дифузор.

β'_{2b} - е претпоставен агол

7.2 Поправен коефициент P_b

$$P_b = \frac{\psi_b}{z} \cdot \frac{D_2^2}{4 \cdot S_b}$$

7.3 Коефициент на собирање k_{2b}

$$k_{2b} = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \delta}{D_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta'_{2b}}}$$

каде што: β'_{2b} - е претпоставениот агол

7.4 Излезна брзина c_{2mb}

$$c_{2mb} = k_{2b} \cdot c'_{2mb} \left[\frac{m}{s} \right]$$

каде: $c'_{2b} = 0,8 \cdot c_o$

7.5 Излезн агол β_{2b}

$$\beta_{2b} = \arctg \frac{u_2 \cdot c_{2mb}}{u_2^2 - g \cdot H_k \cdot (1 + P_a)} \left[^0 \right]$$

***НАПОМЕНА:** Доколку овој и претпоставениот агол не се поклопуваат, се зема дека е: $\beta'_{2b} = \beta_{2b}$ и пресметката се повторува од точка 7.1 се до нивното изедначување.

7.6 Релативна брзина w_{2b}

$$w_{2b} = \frac{c_{2mb}}{\sin \beta_{2b}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Добиените параметри се: β_{2b} , c_{2mb} , w_{2b}

За случај кога е: $D_2 \neq D_{2a} \neq D_{2b}$ пресметката се изведува на следниот начин:

8. Меридијанска компонента на апсолутната брзина на излезот од колото C_{2mb}

$$0,5 < C'_{2mb} < C_o$$

усвојуваме $C'_{2mb} = 0,8 \cdot C_o$

$$C_{2mb} = k_{2b} \cdot C'_{2mb}$$

каде што:

$$k_{2b} = \frac{1}{1 - \frac{\delta \cdot z}{D_{2b} \cdot \pi \cdot \sin \beta'_{2b}}}$$

β'_{2b} - претпоставен излезен агол

9. Излезниот агол β_{2b} се определува од зависноста:

$$\beta_{2b} = \arctg \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_{opt} \cdot \frac{C_{2mb}}{C_{1mb}} \cdot \sin \beta'_{1bl} \right] \left[^0 \right]$$

Ако овој агол и претпоставениот агол не се поклопуваат, тогаш пресметката се повторува од точка 8 така што земаме дека е: $\beta'_{2b} = \beta_{2b}$ и пресметката се повторува од нивното изедначување.

10. Релативна брзина w_{2b}

$$w_{2b} = \frac{c_{2mb}}{\sin \beta_{2b}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Со ова ги имаме сите потребни параметри за цртање на струјницата b-b во ортогонална проекција: D_{1b} , D_{2b} , β_{1bl} , β_{2b} , C_{1mb} , C_{2mb} , w_{1b} , w_{2b}

***НАПОМЕНА:** Напред дадените пресметки за струјниците $a-a$, $b-b$, $c-c$ е кога колото го делиме на два струјни простори. Истата постапка ќе ја имаме со 4,6 . . . струен простор, т.е. 5,7 . . .

Цртање на лопатките (средна струјница $c-c$) во ортогонална проекција.

Откако веќе ги имаме дефинирано средната струјница, задната струјница и предната струјница, можеме да продолжиме со понатамошната пресметка за цртање на средната струјница $c-c$ во ортогонална проекција.

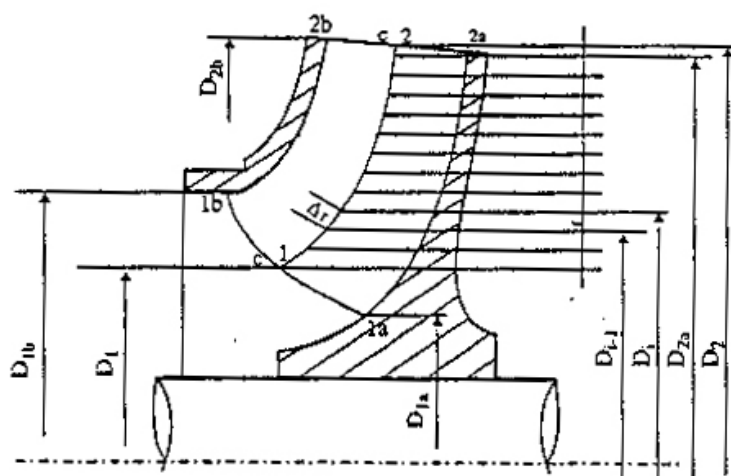
Познати величини се :

$$D_{1c-c} = D_1, D_{2c-c} = D_2, \beta, \beta_2, c_{1m}, c_{2m}$$

Струјница $c-c$

Струјницата $c-c$ се издвојува така да имаме еднаков прираст на полупречникот

Δr во распон од $\frac{D_1}{2}$ до $\frac{D_2}{2}$



Слика 10.33 Профилирање на средната струјница

1. Прираст на полупречникот

$$\Delta r = \frac{D_i - D_{i-1}}{2} [m] \text{ за } D_1 < D_i < D_2, D_i [m]$$

2. Полупречник во i -тата точка

$$r_i = \frac{D_i}{2} = \frac{D_{i-1}}{2} + \Delta r [m]$$

3. Број на поделци на струјницата $c-c$

$$P'_c = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot \Delta r}$$

4. Меридијанска компонента на апсолутната брзина во i -тата точка

$$c_{im} = c_{i-1m} - \frac{c_{1m} - c_{2m}}{D_2 - D_1} \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$2 \cdot \Delta r$$

5. Релативна брзина во i -тата точка на струјницата $c-c$

$$w_2 = w_{i-1} - \frac{w_1 - w_2}{D_2 - D_1} = w_{i-1} - \frac{w_1 - w_2}{D_2 - D_1} \cdot (D_i - D_{i-1}) \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$2 \cdot \Delta r$$

6. Агол β_i во i -тата точка на струјницата:

$$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_i} [^\circ]$$

7. Големина- подинтегрална функција

$$B_i = \frac{1}{r_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i} \quad r_i = \frac{D_i}{2}$$

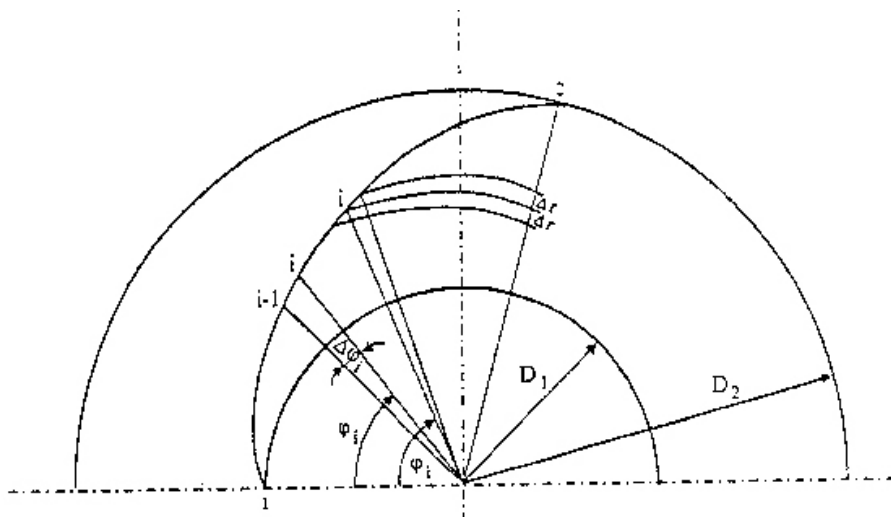
8. Пораст на центарниот агол $\Delta\varphi_i$

$$\Delta\varphi_i = \Delta r \cdot \frac{B_i + B_{i-1}}{2} = \frac{D_i - D_{i-1}}{2} \cdot \frac{B_i + B_{i-1}}{2} [\text{rad}]$$

9. Централен агол φ_i во i -тата точка

$$\varphi_i = \frac{180}{U} \sum_{i=1}^i \Delta\varphi [^\circ]$$

Положбата на произволната точка на средната струјница, која се наоѓа на радиусот r_i , ќе биде определена со радиусот φ_i па, на овој начин, можеме да ја нацртаме струјната линија во ортогонална проекција. На ист начин се врши цртање и на останатите струјни линии.



Слика 10.34 Профилирање на струјните линии во ортогонална проекција

***НАПОМЕНА:** Бидејќи имаме дефиниран излезен раб на лопатките, т.е. $D_{1a}, D_{1b}, \beta_{1a}, \beta_{1b}, C_{1ma}, C_{1mb}$ односно w_{1a}, w_{1b} односно излезни податоци за: $D_{2a}, D_{2b}, \beta_{2a}, \beta_{2b}, C_{2ma}, C_{2mb}$ односно, w_{2a}, w_{2b} . Ќе ги дефинираме и другите две струјници: $a_1 - a_2$ односно $b_1 - b_2$.

Избор на излезниот агол на лопатките β_2 во зависност од $n_s - a$

Излезниот агол кој обезбедува минимални губитоци се препорачува во следните граници зависно од n_s

n_s	40	100	200	300
$\beta_2 [^\circ]$	30-60	25-30	20-22	15-20

За добивање стабилни карактеристики се препорачуваат мали агли $\beta_2 = 18 - 20^\circ$

$$n_s = 40 \text{ до } 100$$

$$\beta_{2D} = 25 + \frac{100 - n_s}{12} [^\circ], \beta_{2G} = 30 + \frac{100 - n_s}{10} [^\circ]$$

$$\beta_2 = \left(25 + \frac{100 - n_s}{12}\right) \text{ до } \left(30 + \frac{100 - n_s}{10}\right) [^\circ]$$

$$n_s = 100 \text{ до } 200$$

$$\beta_{2D} = 20 + \frac{200 - n_s}{20} [^\circ], \beta_{2G} = 22 + \frac{400 - 2 \cdot n_s}{25} [^\circ]$$

$$\beta_2 = \left(20 + \frac{200 - n_s}{20}\right) \text{ до } \left(22 + \frac{400 - 2 \cdot n_s}{25}\right) [^\circ]$$

$$n_s = 200 \text{ до } 300$$

$$\beta_{2D} = 15 + \frac{300 - n_s}{20} [^\circ], \beta_{2G} = 20 + \frac{300 - n_s}{50} [^\circ]$$

$$\beta_2 = \left(15 + \frac{300 - n_s}{20}\right) \text{ до } \left(20 + \frac{300 - 2 \cdot n_s}{50}\right) [^\circ]$$

10.3.5. Пресметка на параметрите на работното коло со методот на експериментален бездимензионален коефициент

Работниот коефициент Ψ е бездимензионална величина, со кој се дефинира вредноста на размена на енергија во колото и во прв ред, во функција на параметарот на струење во излезниот пресек на колото, определен со обемската брзина u_2 и аголот на лопатката δ_2 . Тоа може да се види од следниве изрази, со кои се дефинира овој коефициент.

$$\Psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2} = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2} = \frac{2 \cdot Y_k \cdot \eta_k}{u_2^2} = \frac{2}{u_2^2} \cdot \eta_h \cdot u_2 \cdot \left[u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right] \quad \dots\dots (10.53)$$

односно:

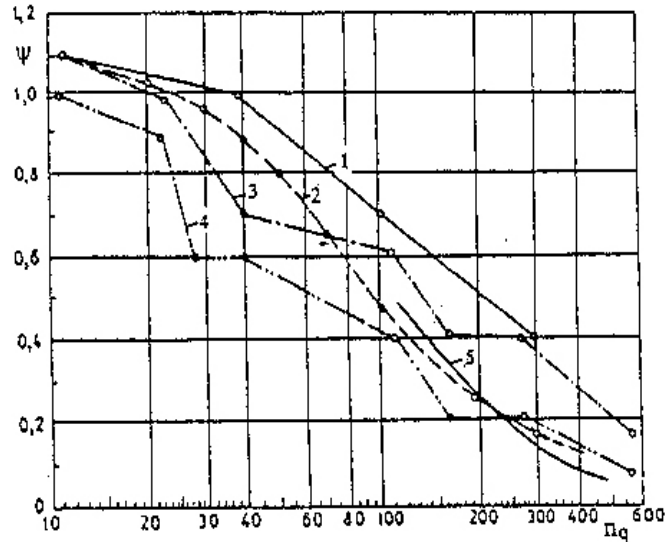
$$\psi = 2 \cdot \eta_h \cdot \left[1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 \right] \quad \dots\dots (10.54)$$

Од овој израз може, при пресметката на главните димензии на работното коло на центрифугалната пумпа, да се добие вредноста на карактеристиката на работа на пумпата, со усвојување на аголот на лопатките на излезот ($\delta_2 = \beta_2$), проценетиот однос $\frac{c_{2m}}{u_2}$ и хидрауличниот степен на корисност η_h .

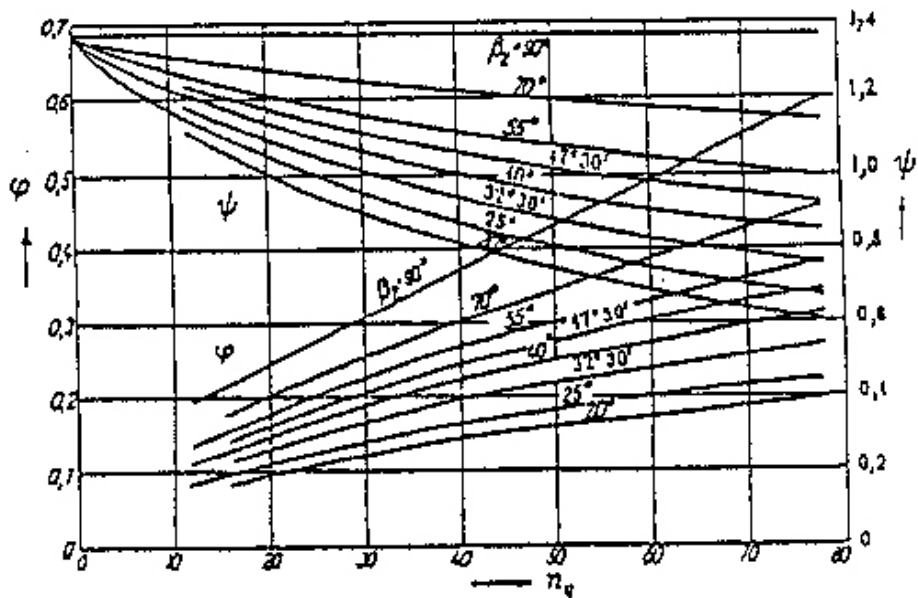
Со цел полесно да се избере работниот коефициент Ψ , кој ќе се користи за пресметка на коло со добри работни карактеристики, на слика 10.35 се дадени податоци од повеќе литературни извори, на кои е означена областа, во која треба

да се избере коефициентот Ψ , во зависност од специфичен број на вртежите (брзоодост) n_q .

За иста цел служат и кривите прикажани на слика 10.36. На овие дијаграми се прикажани два снопа на линии на коефициентот на проток (φ) и коефициентот на работа (Ψ) за различни вредности на излезниот агол на лопатките (δ_2), а вдоль апцисата се нанесени вредностите n_q .



Слика 10.35 Оптимална зависност на карактеристиката на работа Ψ во функција на брзоодоста n_q



Слика 10.36 Оптимална зависност на карактеристиката на работа на Ψ и протокот φ од брзоодоста n_q и излезниот агол β_2

За зададените работни параметри на колото: проток Q , напор H и усвоената брзина на вртење n , еднозначно е определена брзоодоста n_q .

Коефициентот ψ се одбира од дадениот дијаграми или се пресметува спрема аналитичкиот израз (10.53) . За избраната вредност на овој коефициент се пресметува обемната брзина и надворешниот дијаметар на колото:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\psi}} \quad \text{и} \quad d_2 = 2 \cdot \frac{u_2}{\omega} \quad \dots\dots\dots (10.55)$$

За специфичниот број на вртежите $n_g = 11 - 38$, колата се радијални со цилиндрична лопатки, аглие на лопатките δ_1, δ_2 се константни по должина на влезните и излезните рабови.

Влезниот дијаметар на колото d_1 може да се определи спрема односот кој се бира зависно n_q . За спороодни кола важи:

$$\frac{d_2}{d_1} = 1,8 - 2,5 \dots\dots (3,0); \quad (n_q = 38 \dots\dots 11) \quad \dots\dots\dots (10.56)$$

Помалите вредности одговараат на поголемите вредности на n_q . Кај усвојувањето на односот $\frac{d_2}{d_1}$ и определување на дијаметарот d_1 , треба де се има

во предвид, дека помалиот пречник ќе одговара на подолги лопатки, што е поволно за остварување на потребното струјно скренување, но со тоа се смалува влезниот пресек и се зголемуваат брзините на всисната страна, поради што расте опасноста од кавитација.

Пречникот на влезниот отвор на колото d_0 , кој одговара на пречникот на влезниот пресек е за неколку проценти, вообичаено до 5%, помал од пречникот d_1 или тие се меѓусебно приближно еднакви.

Брзината во всисниот отвор (c_0) се определува спрема изразот :

$$c_0 = \frac{4 \cdot Q_k}{\pi \cdot (d_0^2 - d_{gl}^2)} \quad \dots\dots\dots (10.57)$$

Обемната брзина се пресметува според изразот:

$$u_1 = \frac{d_1 \cdot \omega}{2} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \dots\dots\dots (10.58)$$

За меридијанската брзина важи условот: $c_{0m} = c_0 (c_{0u} = 0)$, а аглие δ_1 и β_1 се избираат во опсег $\beta_1 - \delta_1 = 0^\circ - 5^\circ (15^\circ)$. Ако за β_1 не се добие саканата вредност, пресметката се повторува.

Останатите параметри на колото: излезните триаголници на брзини, работа на колото Y_k , занесување на струењето, бројот на лопатките и друго, се пресметуваат по постапката објаснета претходната глава

10.3.6. Пресметка на параметарот на колото врз основа на коефициентот на брзината

Карактеристичната брзина на стрење на течноста низ работното коло на центрифугалната пумпа може да се определи на основа на експериментални коефициенти, кои се систематизирани исто така (како и ψ и φ), врз основа на специфичниот број на вртежите n_q . Коефициентот на апсолутната брзина (k_c) претставува однос помеѓу брзината c и големината $\sqrt{2 \cdot g \cdot H}$, т.е:

$$k_c = \frac{c}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad \text{или} \quad c = k_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \dots \dots (10.59)$$

На аналоген начин можат да се изразат и останатите брзини на струењето во колото, ако е познат неговиот брзински коефициент во функција од n_q . Ако се означат со $k_u, k_{c_m}, k_w, k_{c_u}$ соодветните коефициенти на обемната брзина (u), меридијанската брзина (c_m), релативната брзина (w) и обемните компоненти на апсолутната брзина (c_u), тогаш брзинскиот коефициент се дефинира како:

$$\begin{aligned} u &= k_u \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}; & c_m &= k_{c_m} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \\ w &= k_w \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}; & c_u &= k_{c_u} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \end{aligned} \quad \dots \dots (10.60)$$

Други бездимензиски коефициенти претставуваат односот на карактеристичните геометриски параметри на работното коло, како на пример односот на ширината на колото и пречникот на влезот спрема пречникот на излезот d_2 :

$$k_{b_2} = \frac{b_2}{d_2}; \quad k_{b_1} = \frac{b_1}{d_2}; \quad k_{d_1} = \frac{d_1}{d_2} \quad \dots \dots (10.61)$$

Спрема тоа за излезот на работното коло важи:

$$u_2 = k_{2u} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = d_2 \cdot \pi \cdot n, n [s^{-1}] \quad \dots \dots (10.62)$$

дијаметарот на излезот од работното коло е:

$$d_2 = \frac{k_{2u} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{H}}{\pi \cdot n} = k_{d_2} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad \dots \dots (10.63)$$

каде што: $k_{d_2} = \frac{k_{2u}}{\pi} \cdot \sqrt{2 \cdot g}$

Секоја сакувана димензија на работното коло, може, исто така, да се изрази во однос на соодветните коефициенти $k_{b_1}, k_{b_2}, k_{d_1}$. Дијаметарот на излезот на работното коло се пресметува според (10.63), а висината на работното коло на излезот по изразот:

$$b_2 = k \cdot d_2 = k \cdot k_{d_2} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = k_{b_2} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad \dots \dots (10.64)$$

каде што: $k_{b_2} = k \cdot k_{d_2}$

Аналогно се определуваат и другите карактеристични параметри на работното коло, во функција на соодветните коефициенти на брзината, како на пример:

$$b_1 = k_{b_1} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}; d_0 = k_{d_0} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad \dots \dots (10.65)$$

Коефициентите како $k_{d_2}, k_{b_2}, k_{b_1}, k_{d_0}$ еднакви се за сите пумпи кој имаат ист n_q .

Во специјализираната литература можат да се најдат бездимензионални коефициенти прикажани во вид на криви во функција од n_q за центрифугални пумпи, за посебни намени (на пример, дијаграми на коефициентот за високо квалитетни пумпи за нафтена индустрија).

10.4. ПРЕСМЕТКА НА ЕЛЕМЕНТАРНИОТ ПРОТОЧЕН ТРАКТ НА ПУМПАТА ПРЕД И ПОЗАДИ РАБОТНОТО КОЛОТО

10.4.1. Елементи на проточниот тракт на пумпата пред работното коло

Неподвижните елементи на проточниот тракт (пресек) на турбопумпата обезбедуваат довод на течноста во работното коло, нејзино пренесување (кај повеќестепените машини) на наредните степени и одвод на течноста од работното коло спрема излезниот отвор, поврзан за потисниот цевовод на пумпната постројка.

Елементот на куќиштето на центрифугалната пумпа на всисот или на доводот на пумпата, претставува дел од проточниот тракт од влезните (приклучни) прирабници на пумпата т.е. од влезот на пумпата до влезот во работното коло на првиот степен. Конструкцијата на доводот директно влијае на полето на апсолутната брзина на струење пред влезот во работното коло, а карактерот на струењето на доводот директно влијае на степенот на корисност на пумпата и нејзините работни карактеристики. Ова влијание е посебно изразено кај брзоодните пумпи, кои работат на мали напори.

Доводниот елемент (всисниот дел) на пумпата треба да биде така обликуван, да со што е можно помали хидраулични загуби, обезбеди:

- Струење на течноста во всисниот цевовод со мала брзина на влез во работното коло;
- Рамномерно и осносиметрично поле на брзината пред колото, кое е предуслов за остварување стационарно (релативно) струење во работното коло;
- Струење без ротациони компоненти на брзината на влезот во работното коло, освен ако е предвидено доведување на течност со влезен вртлог.

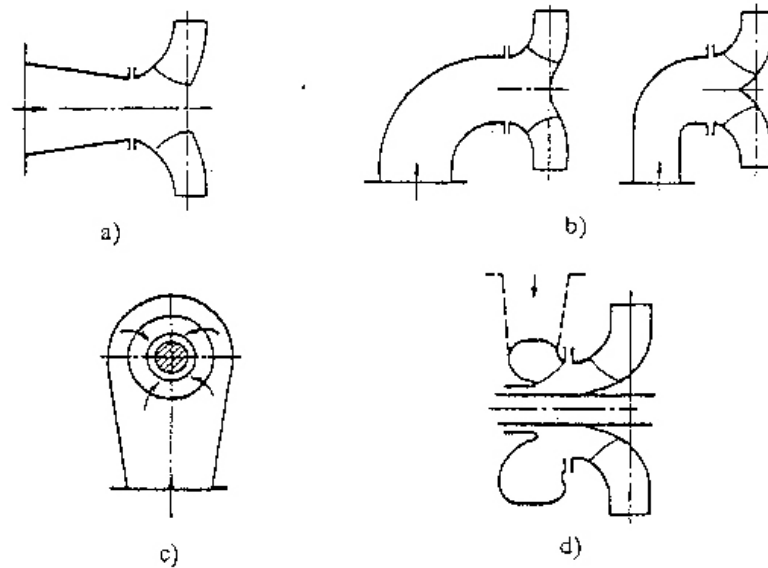
Всисниот дел треба својата функција да ја исполни, како при оптимален режим така и при режимот кога на влезот во колото може да дојде до делимично повратно струење, односно до појава на вртлоци.

Во пракса, најчесто, се користат два конструктивни концепта на всисниот елемент на пумпата:

1. аксијален довод, обично изведен како конусен доводен канал со права или криволиниска оска и
2. бочен довод со сложен облик

Конусниот довод (конфузор) со права оска (слика 10.37-а) е наједноставен и, во хидраулична смисла, најповолен доводен елемент на пумпата. Тој се користи секогаш кога тоа е изводливо, но можностите за тоа се нажалост ретки (конзолни и вертикални пумпи) .

Конус со криволиниска оска (слика 10.37-б) се применува речиси за сите конзолни едноставни пумпи, но и во некои други случаи. Во хидраулична смисла е незначително неповолен од правиот конус.



Слика 10.37 Можни изведби на куќиштето на пумпата од всисната страна.

Зголемувањето на апсолутната брзина на струење во доводниот елемент на пумпата, изведен како конфузор, во еден или во друг случај, треба да е околу 10 до 20%. Со цел да се спречи појава на вртлог пред колото, предизвикано од делимично повратното струење (при работа на пумпата со помали протоци), корисно е вградување на радијални усмерувачки елементи во областа пред работното коло.

Страничниот довод наоѓа примена кај голем број на едностепени и, во скоро сите, повеќестепени пумпи. Се применуваат, во основа, три типа на конструкции:

- а) симетричен (прстенест) довод, кој обезбедува поле на брзина на влезот во колото без ротациони компоненти (слика 10.37-с)
- б) полуспирален довод, кој обезбедува доведување на работниот флуид со вртлог на влезот во колото (слика 10.37-d)
- в) лопатичен довод кај повеќестепенa пумпа (предколо)

Страничниот довод има три основни делови: доводен преоден дел, спирала и млазник. Доводниот преоден дел е со кружен влез со пречник на приклучната всисувачка цевка и постепено се прилагодува на пресекот на спиралата. Спиралниот дел на доводот продолжува во млазник, во кој се забрзува струењето за околу 15% до 20%. Пречникот на главчината на колото е еднаков на внатрешниот излезен пречник на млазникот.

10.4.2. Елементи на проточниот канал на пумпата позади работното коло

Потисните канали или одводот на пумпата има основна задача да ја одведе течноста од работното коло до излезниот пресек на пумпата, на која се надоврзува потисен цевовод или до наредното работно коло, ако се работи за повеќестепенa пумпа.

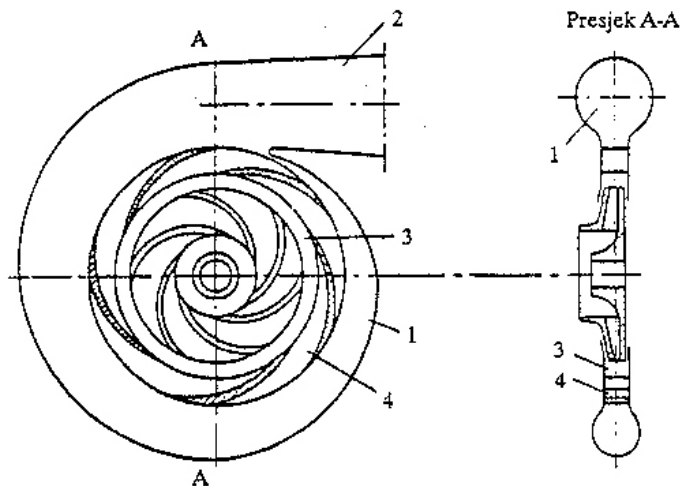
Потисниот канал се обликува така што при минимални хидраулични губитоци да обезбеди:

- трансформација на кинетичката енергија на струењето на течноста во статички напор (притисок);
- симетричното поле на брзината и притисокот во однос на оската на ротација, обезбедуваат услови за стационарно (релативно) движење на течноста низ колото. Ова барање, во практична смисла, подразбира да одводниот елемент не треба да го деформира полето на брзината и притисокот, кои се формирале низ работното коло.

Одводниот елемент треба да има што е можно помали габарити, а неговата конструкција да биде таква да овозможи изработка, што поедноставна и поефтина, и да овозможи добра обработка на внатрешните работни површини (ова е важен услов, но не секогаш е остврлив).

Во принцип, кај центрифугалните пумпи се применуваат четири варијанти на одводни елементи на обликот на дифузорот (слика 10.38):

- спирален дифузор (1)
- коничен дифузор (2)
- безлопатичен ротационен дифузор со паралелни сидови (3)
- лопатичен дифузор (4)



Слика 10.38 Можни изведби на куќиштето на пумпите од потисната страна
1-спирален дифузор; 2-конични дифузор; 3-прстенест дифузор без лопатки;
4-прстенест дифузор со лопатки

По правило центрифугалните пумпи имаат и спирален и коничен дифузор. Во поедини случаи коничниот дифузор не може да се применува од чисто конструктивни причини, заради големиот агол на ширење (односот на површините на излезот и влезот). Во тие случаи треба да се предвиди на излезот од работното коло прстенест дифузор со или без лопатки. Меѓутоа, треба да се има во предвид дека со вградување на прстенест дифузор се зголемува габаритот на пумпата во радијален правец, што секако не е пожелно.

Со примена на дифузор со лопатки, голем дел од кинетичката енергија се претвора во енергија на притисок со голем степен на корисност, при исти габарити во радијален правец, во однос на случајот кога се користи дифузор без лопатки. Меѓутоа, технолошки е посложен лопатичниот дифузор.

Прстенестиот дифузор без лопатки, често се користи во комбинација со останатите типови на дифузори. Тој, практично, се изработува во облик на радијален зазор помеѓу работното коло и спиралниот или лопатичниот дифузор.

10.4.2.1. Пресметка на спирален дифузор

Спиралниот дифузор е основниот тип одводен канал, кој се применува кај центрифугалните пумпи. Освен улогата на дифузор (да го успорува струењето), тој има задача да ја собере цела течност, која излегува од работното коло на пумпата, и да ја одведе до излезниот отвор, кој е врзан за потисниот цевовод на пумпната постројка.

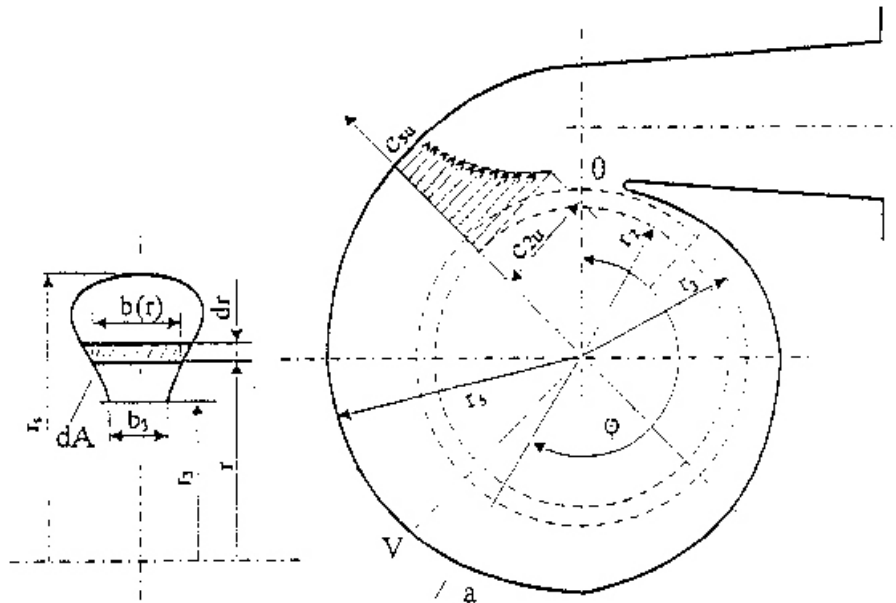
Попречниот пресек на спиралата, постепено, се зголемува во насоката на ротација на колото. Зголемувањето на пресекот е условено со постојано зголемување на количината на течнота (протокот) која доаѓа од работното коло, а освен тоа и обавезното трансформирање на кинетичката енергија на течнота во притисна енергија. Имено, брзината на струење на течнота во спиралата и излезниот дифузор мора да опаѓа, од ниво на апсолутна брзина на излезот од работното коло (c_2), на дозволеното ниво на брзина во потисниот цевовод (која се, во зависност од конкретните услови на работа на пумпната постројка, задава со проектната задача).

а) Пресметка на спиралниот дифузор со законот за слободен вртлог

Моделот на струење, базиран на претпоставки на идеална течност, дефиниран е со законот на слободен вртлог ($r \cdot c_u = k = const$). При пресметката на дифузорот, по овој закон, се тргнува од претпоставката дека контурата на надворешниот сид на дифузорот се поклопува со правецот на струјната линија на течнота, која слободно се движи од работното коло. Надворешниот сид на дифузорот, не смее да го пореметува струењето. Проточните пресеци на спиралниот дифузор се определува во функцијата од зададениот проток и законот за промена на брзината ($r \cdot c_u = k = const$) (слика 10.39).

Додатното зголемување на пресекот, заради трансформација на кинетичката енергија во енергија на притисок, (геометриски дифузорски ефект), во принцип не се работи, бидејќи се мисли дека тоа предизвикува поголеми дополнителни хидраулични губитоци.

Се претпоставува да е протокот на течнота низ лачниот елементот на колото на надворешниот пречник е пропорционален на центрифугалниот агол φ на тој лак (слика 10.39). Ќе го означиме со O_φ протокот низ лакот $O-a$ на радиусот r_3 . Тогаш протокот на течнота низ кружниот лак на радиусот на колото r_2 е пропорционален на центрифугалниот агол кој одговара на тој лак.



Слика 10.39 Пресметка на спиралниот дифузор

Протокот Q_φ низ произволниот пресек кој одговара на центрифугалниот агол на спиралата φ ќе биде:

$$Q_\varphi = \frac{\varphi}{2 \cdot \pi} \cdot Q_k \quad \dots\dots (10.66)$$

каде што:

- φ - центрифугален агол на спиралата ($O - a$),
- Q_k - проток низ колото

Протокот dQ_φ низ произволниот елементарен попречни пресек (dA) кој одговара на аголот φ на спиралата ($dA = b \cdot dr$), (слика 10.39) е:

$$dQ_\varphi = dA \cdot c_u$$

Ако се изрази c_u преку циркулацијата околу колото Γ_3 важи:

$$c_u = \frac{\Gamma_3}{2 \cdot \pi \cdot r_3} \quad \dots\dots (10.67)$$

каде што: r_3 - полупречник на внатрешниот круг на спиралата следува:

$$dQ_\varphi = \frac{\Gamma_3 \cdot b \cdot dr}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad \dots\dots (10.68)$$

Протокот низ пресекот aa' ќе биде:

$$Q_\varphi = \int_{r_3}^{r_5} dQ_\varphi = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \quad \dots\dots (10.69)$$

При изедначување на овие изрази за Q_φ ќе се добие:

$$\frac{\varphi}{2 \cdot \pi} \cdot Q_k = \frac{\Gamma_3}{2 \cdot \pi} \int_{r_3}^{r_5} \frac{b \cdot dr}{r} \quad \dots\dots (10.70)$$

На овај начин се добива врската помеѓу аголот φ и геометриските параметри (ширина и дијаметар) на надворешниот круг на спиралата s, r_s :

$$\varphi = \frac{\Gamma_3}{Q_k} \int_{r_3}^{r_s} \frac{b \cdot dr}{r} \quad \dots\dots (10.71)$$

Ова е основниот аналитички израз за пресметка на геометријата на спиралниот дифузор.

а.1.) Правоаголни пресеци на спиралите

Најпрост облик на спиралниот дифузор е дифузорот со правоаголен пресек со паралелни бочни ѕидови (константна ширина). Законот за контурата на надворешната обвивка се определува со формулата:

$$\varphi = \frac{\Gamma_3}{Q_k} \int_{r_3}^{r_s} \frac{b \cdot dr}{r} \quad \dots\dots (10.72)$$

Со замена на $b = const = b_3$ каде b_3 претставува константна ширина на спиралниот канал, после интеграцијата на изразот (10.72) се добива:

$$\varphi = \frac{\Gamma_3 \cdot b_3}{Q_k} (\ln r_s - \ln r_3)$$

или

$$\ln \frac{r_s}{r_3} = \varphi \cdot \frac{Q_k}{\Gamma_3 \cdot b_3} \quad \dots\dots (10.73)$$

Ако се има во предвид дека $\Gamma_3 = 2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot c_u$, и дека е $\frac{Q_k}{2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot b_3} = c_{3m}$ ќе се добие:

$$\frac{Q_k}{\Gamma_3 \cdot b_3} = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = tg \alpha_3$$

односно:

..... (10.74)

$$\frac{r_s}{r_3} = e^{tg \alpha}$$

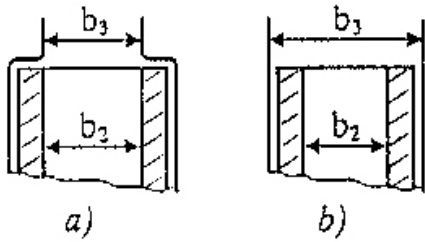
каде: e - природен број

Спрема тоа, законот за надворешна контура на спиралниот дифузор со константна ширина (правоаголен пресек), претставува равенка на логаритамска спирала. Тоа треба да се очекува, бидејќи се тргнува од претпоставката, да надворешната контура на спиралата одговара на струјниците на слободното струење на течнота во одводниот елемент, а струјната линија која излегува од работното коло и се движи помеѓу паралелните бочни ѕидови е, всушност, логаритамска спирала.

Ширината на спиралата е во функција од ширината на работното коло b_2 . Ширината на спиралниот дифузор b_3 (за дифузор со неправилен пресек тоа е ширина на влезот (b_3)) може да биде поголема или помала од ширината на работното коло b_2 , земајќи ја во обзир дебелината на бочните ѕидови, но во принцип секогаш е поголема од ширината b_2 (слика 10.40-а).

Забележана е тенденција дека се бира што поширок влез во спиралниот дифузор, со цел да се искористи напорот на флуидната струја која слегува низ бочните површини на работниот канал. Во тој случај (слика 10.40-б) ширината b_3 (според некои препораки) треба да се бира во границите $b_3 = b_2 + 0.05b_2$. Освен

тоа, широкиот влез во спиралата резултира со по блага (рамна) карактеристика на напорот $H = f(Q)$.

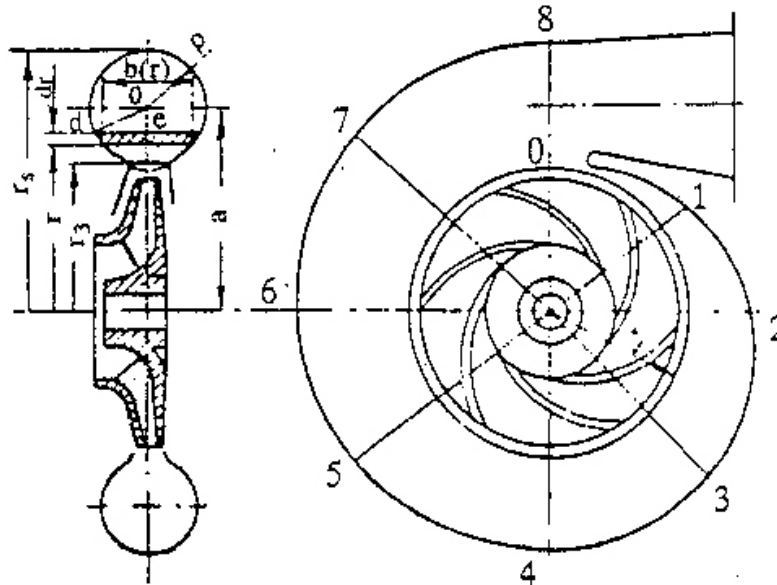


Силка 10.40 Пресметка на спирала со правоаголен пресек

Во случај на тесен влезот во спиралата (слика 10.40-а) се препорачува $b_3 = b_2 + 2 \div 3mm$. Пресметковно добиениот профил на спиралата се корегира на т.н. јазик на спиралата, кој го формираат почетокот на контурата на спиралниот канал и дифузорот, што ја подобрува работата на пумпите при променлив проток.

а.2) Кржни пресеци на спиралите

На сликата 10.41 е прикажан кружен пресек на спирален дифузор.



Слика 10.41 Пресметка на спирален дифузор со кружен пресек

Од триаголникот Oed следува:

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 = \rho^2 - (a-r)^2$$

односно:

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (a-r)^2} \quad \dots\dots\dots(10.75)$$

каде: ρ е радиус на кружниот пресек на спиралата.

Ако (10.75) се внесе во (10.71) ќе се добие:

$$\varphi = \frac{\Gamma_3}{Q_k} \cdot \int_{r_3}^{r_2} \frac{b \cdot d_r}{r} = \frac{\Gamma_3}{Q_k} \cdot \int_{r_3}^{r_2} \frac{2\sqrt{\rho^2 - (a-r)^2}}{r} d_r \quad \dots\dots\dots (10.76)$$

Ако се сменат границите: $r_s = a + \rho$; $r_3 = a - \rho$; се добива:

$$\varphi = \frac{\Gamma_3}{Q_k} \cdot \int_{a-\rho}^{a+\rho} \frac{2\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2}}{r} dr$$

После интегрирањето се добива:

$$\varphi = \frac{2\pi \cdot \Gamma_3}{Q_k} \cdot (a - \sqrt{a^2 - \rho^2})$$

Со замена: $a = r_3 + \rho$ конечно се добива:

$$\varphi = \frac{2\pi \cdot \Gamma_3}{Q_k} \cdot [r_3 + \rho - \sqrt{r_3(r_3 + 2\rho)}] \quad \dots\dots\dots(10.77)$$

Ако оваа равенка се реши по ρ и се изрази φ во степени т.е. $\frac{\varphi^o}{2\pi} = \frac{\varphi^o}{360}$ се добива врската помеѓу радиусот на пресекот ρ и аголот на положба φ :

$$\rho_\varphi = \frac{\varphi^o}{A} + \sqrt{2 \frac{\varphi^o}{A} \cdot r_3}; \quad (A = 360 \frac{\Gamma_3}{Q_k}) \quad \dots\dots (10.78)$$

b) Пресметка на спиралниот дифузор по законот за константна средна брзина на струењето

Во пракса, исто така, се применува методот за пресметка на спиралниот дифузор, кој се базира на претпоставката дека средната брзина на струење на течноста, во сите радијални пресеци на спиралата, е константна. Претпоставката за константна брзина подразбира дека секој проточени пресек на спиралата е пропорционален со протокот, кој е пропорционален со аголот на спиралата φ .

Промената на брзината при премин на поголем радиус врз база на законот на константна циркулација, при овој метод, не се зема во предвид. Овој компромис се базира на експериментално докажаниот факт дека реалната слика за полето на брзината во радијалното струење, поради турбулентното триење, не одговара на полето на брзината при струење со константна циркулација.

Suhanov [52] препорачува оптималната средна вредност на брзината на струењето во спиралата (c_s) да се бира во зависност од специфичниот број на вртежите (n_s) и површинската (обемна) брзина на излезот од работното коло (c_{2u}). Тој препорачува зависност:

$$c_s = (0,65 \div 0,75) \cdot c_{2u} \quad \dots\dots (10.79)$$

За n_s до 150 препорачува:

$$c_s = 0,75 \cdot c_{2u}$$

Редоследот на пресметка на спиралниот дифузор е следен:

1. се задава брзината $c_s = (0,65 \div 0,75) \cdot c_{2u}$;
2. се определува површината на излезниот пресек на спиралата (низ кој поминува целиот проток Q);
3. површината на пресекот на спиралата во било кој пресек се пресметува по формулата:

$$A_\varphi = A_{360^o} \cdot \frac{\varphi^o}{360^o}$$

каде: φ^o е агол кој одговара на произволен пресек на спиралата.

4. на база на површината на попречниот пресек се определува геометријата на спиралниот дифузор при зададен облик на попречниот пресек.

Најчесто во примена се: кружен пресек, пресек во облик на потковица и пресек во облик на трапезен сегмент.

b.1) Кружен пресек на спиралата

Разгледуваниот радиус ρ на спиралниот пресек се наоѓа од односот:

$$\rho_\varphi = \sqrt{\frac{A}{\pi}}; \quad \rho_{360^\circ} = \sqrt{\frac{A_{360^\circ}}{\pi}} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_s}} \quad \text{.....(10.80)}$$

или користејќи го претходно изведениот однос:

$$\rho_\varphi = \sqrt{\frac{A_{360^\circ} \cdot \varphi^0}{\pi \cdot 360}}$$

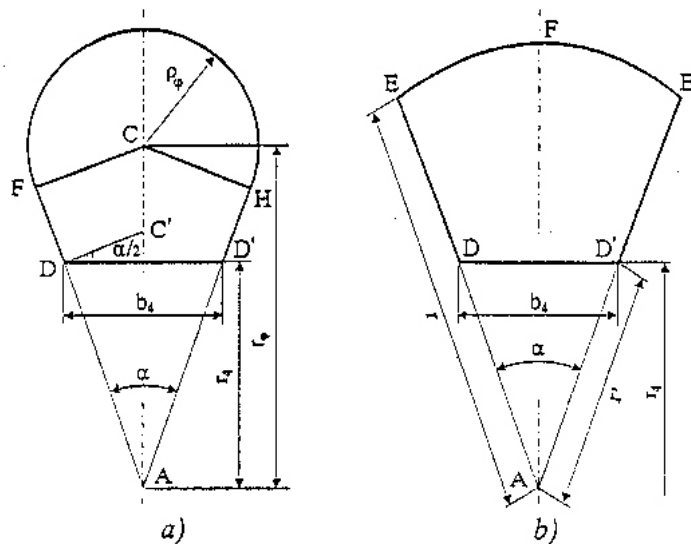
ќе се добие:

$$\rho_\varphi = \rho_{360^\circ} \cdot \sqrt{\frac{\varphi^0}{360^0}} \quad \text{.....(10.81)}$$

Радиусот на средната линија на спиралата се добива од простиот однос:

$$r_\varphi = r_3 + \rho_{360^\circ} \cdot \sqrt{\frac{\varphi^0}{360^0}} \quad \text{.....(10.82)}$$

b.2) Спирала со пресек во облик на потковица (слика 10.42-a)



Слика 10.42 Пресметка на спирала со неправилен пресек

Разгледуваниот радиус се наоѓа по формулата:

$$r_\varphi = \sqrt{\frac{\frac{A_{360^\circ} \cdot \varphi}{360} \cdot k_2}{k_1}}$$

каде што: $k_1 = \frac{\sin \alpha}{2} + \frac{772 - \alpha_{360^\circ}}{246} \sin^2 \alpha / 2;$

$$k_2 = \frac{b_4^2}{4} \operatorname{ctg} \alpha / 2;$$

α_{360° – агол на потковицата на пресекот A_{360°

Ако се усвои дека $\alpha = \text{const}$ за сите пресеци, тогаш профилирањето на контурата на спиралата се поедноставува. Пресметувајќи ја вредноста r_φ за одредена низа вредности за φ се определува контурата на спиралата, односно пресеците за целиот спирален дифузор.

Најмалиот попречен пресек на спиралното куќиште од овој облик ќе биде при $r_\varphi = AC'$. Во тој случај кружниот лак ги тангира правите страни на профилот на пресекот повлечени во точките D и D', а аголот на спиралата има вредност:

$$\varphi = \frac{360}{A_{360^\circ}} \left[k_1 \cdot \frac{b_1^2}{4} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \right) - k_2 \right] \quad \dots\dots\dots(10.83)$$

b.3) Пресек на спиралата во форма на сегмент (слика 10.42-b)

Радиусот на надворешната обвивка на спиралата се определува по формулата:

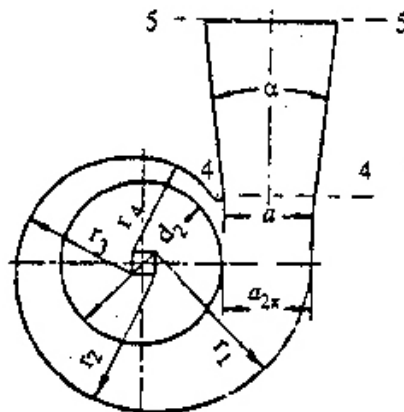
$$r_\varphi = \sqrt{\frac{A_{360^\circ} \cdot \varphi}{90} + b_4^2 \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}}$$

каде што α – е во радијани, а φ во степени.

Најмалиот пресек ќе биде при: $\varphi = \frac{90}{A_{360^\circ}} b_4^2 \cdot \frac{\alpha - \sin \alpha}{2 \sin^2 \alpha / 2}$

За спирала со ваков попречен пресек се препорачува $\alpha_{360^\circ} = 35 \div 45^\circ$

За случај на рамен дифузор со паралелни видови, во пракса за конструирање на пумпи и вентилатори, развиен е приближен метод за профилирање на контурите на надворешниот обвивка на дифузорот по логаритамска спирала со помош на т.н. ”конструкторски квадрат” (слика 10.43).



Слика 10.43 Профилирање на спирален дифузор со специјална форма

На овој начин логаритамската спирала се црта со четири радиуса на кружниот лак, кои се наоѓаат во темињата на квадратот чија страна е еднаква на четвртина од вредноста $a_{2п}$ ($a_{2п}$ - ширина на дифузорот во пресек $\varphi=360^\circ$).

Спиралниот дифузор со надворешна контура профилирана на овој начин има нешто поголем попречен пресек од дифузорот профилиран по законот за логаритамска спирала. Ова е потполно прифатливо посебно кај пумпи кои работаат со изразено променлив проток.

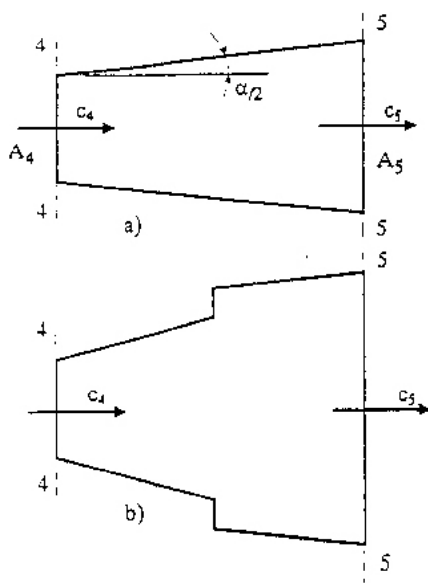
10.4.2.2. Пресметка на конусен дифузор

Основно успорување на струењето се остварува во конусен дифузор. Нему му припаѓа 80-85% од вкупната кинетичка енергија на струењето на излезот од работното коло, која треба да се трансформира во притисок во одводот на пумпата. Конусниот дифузор се изведува во облик на проширен цевен елемент со променлив пресек. Неговиот влезен пресек одговара на излезниот пресек на спиралниот дифузор, додека излезниот пресек обично има кружен облик, и директно се врзува, на потисниот цевковод. Степенот на ширење на конусниот дифузор определен е со аголот на ширење α (слика 10.43).

Ако е во прашање правоаголен пресек и ако ширењето се одвива во една рамнина, тогаш се препорачува агол $\alpha=10-12^\circ$, а ако ширењето се врши во две рамнини тогаш $\alpha=6-8^\circ$. Во случај на кружен пресек аголот на ширење може да биде во границите $\alpha=8-11^\circ$ (слика 10.44-a) [52].

Поголеми агли на ширење имаат за последица поголеми хидраулични губитоци кои се поврзани со одлепување на граничниот слој. Се препорачува да се ограничи степенот на ширење на конусниот дифузор, така што односот на површините на излезот спрема влезот да не поминува 2-3 (во пракса се усвојува нешто поголема вредност).

Во случај на поголем степен на ширење на дифузорот, односно потреба за поголемо успорување на струјата може да се примени степенест дифузор со благо ширење (слика 10.44-b).



Слика 10.44 Можни решенија за конусен дифузор

Во таквиот дифузор губитоците ќе бидат помали, отколку во долг конусен дифузор. Брзината c_5 во излезниот пресек на конусниот дифузор се определува спрема степенот на неговото ширење.

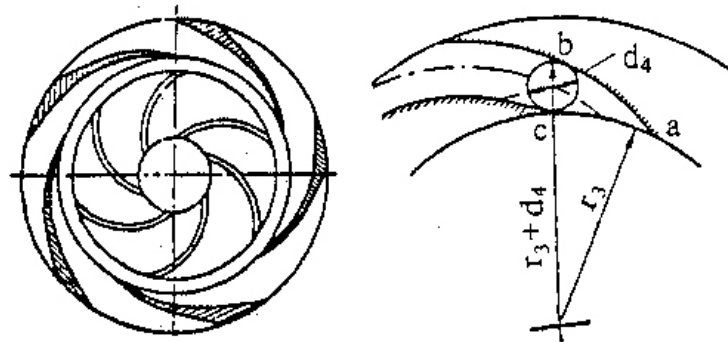
Ако при степен на ширење $A_5/A_4=3-4$, брзината c_5 има недопустливо голема вредност ($c_5 > (10-15)m/s$) тогаш треба да се примени степенест дифузор, или да се оди на решение со дифузор со лопатки на излезот од работното коло. Дифузорот со лопатки ќе изврши дополнително успорување на струјата на делот до конусниот дифузор. Вградувањето на дифузор со лопатки е принудна мерка и таа се избегнува поради сложеноста на пумпата.

10.4.2.3. Дифузор со лопатки

Прстенестиот дифузор со лопатки се изведува во облик на низа од меѓулопатични канали кои формираат лопатки вградени во прстенестиот простор помеѓу паралелните и страничните сидови од куќиштето на пумпата (слика 10.45)

Во каналите на дифузорот од овој тип, струењето на течноста отстапува од траекторијата на слободно движење по логаритамска спирала и се успорува за сметка на ширењето на пресекот на проточниот канал. Во каналите на дифузорот со лопатки струјата се успорува (со делување на c_u) на пократкиот пат на честиците на течноста, отколку кај прстенестиот дифузор без лопатки, поради што хидрауличните губитоци во него се помали отколку кај дифузорот без лопатки.

Влезниот пресек на каналот кај дифузорот со лопатки се определува од пречникот на впишаниот круг d_4 . Влезниот елемент (линијата **ab**-слика 10.45) се црта обично по логаритамска спирала што одговара на струјните линии на слободно движење на течноста на излезот од тоа коло. Проширениот дел на каналот се профилира со континуирани криви линии со агол на ширење од $6-8^\circ$ кои се вообичаени за дифузорските канали. Аголот помеѓу тангентата на оската на каналот и тангентата на обемот на кругот постепено се зголемува, но не треба да премине $12-18^\circ$ со тоа што бројот на лопатките треба да е во границите $z=5-10$ лопатки [52].



Слика 10.45 Шематски приказ на прстенест дифузор со лопатки

Појдовен параметер за пресметка е дијаметарот d_4 . Методот за пресметка на задколото или претколото, во случај на повеќестепени пумпи, се базира на тоа дека влезниот каналот на дифузорот со лопатки е спирален дифузор. Затоа, основните закључоци, кои важеа за спиралниот дифузор ќе важат и за овој случај.

Во случај на дифузор со лопатки кој има паралелни сидови ($b_3=\text{const}$) претпоставувајќи дека протокот низ секој канал има вредност Q/z од формулата:

$$Q_\varphi = \frac{\Gamma_3}{2\pi} \cdot \int_{r_3}^{r_4} \frac{b \cdot dr}{r}$$

се добива:

$$\frac{Q}{z} = \frac{\Gamma_3 \cdot b_3}{2\pi} \cdot \int_{r_3}^{r_4} \frac{dr}{r} \quad \dots\dots(10.84)$$

каде што:

r_3 - радиус на почетниот круг на дифузорот со лопатки (задколо).

Обично $r_3=(1,03-1,05)r_2$, $b_3=\text{const}$.

Условно е усвоено дека радиусот е повлечен низ точката b до спротивниот сид на каналот и еднаков е на збирот $r_3 + d_4$.

Ако се пресмета интегралот $\int_{r_3}^{r_3+d_4} \frac{dr}{r}$ и се изврши одредена трансформација на претходниот израз се добива:

$$d_4 = r_3 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2A_z}{b_3}} \right) \quad \dots\dots\dots(10.85)$$

каде што:

$$A_z - \text{константа на задколото } A_z = 2\pi \cdot \frac{Q}{z} \cdot \frac{1}{\Gamma_3}$$

Со обзир на вредноста на циркулацијата на излез од колото $\Gamma_2 = 2\pi \cdot c_{2u} \cdot r_3$ и вредноста на теорискиот напор $H_T = \frac{w \cdot c_{2u} \cdot r_3}{g}$, се добива: $A_z = \frac{Q}{z} \cdot \frac{w}{H_T \cdot g}$

Ако аголната брзина ω се изрази преку брзината на вртење n , конечно се добива:

$$A_z = \frac{Q}{z} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot H_T \cdot g} \quad \dots\dots\dots(10.86)$$

Примената на задколото вградено помеѓу работното коло и спиралата на пумпата, овозможува при номинален работен режим да се постигне зголемување на степенот на корисно дејство и до 2%, бидејќи на овој начин поефикасно и со помали губитоци се усмерува течноста спрема излезот. Сепак едностепените центрифугални пумпи, со исклучок на некои сложени конструкции, ретко се градат со задколо, бидејќи се погломазни и поскапи од пумпите со спирала без задколо.

Меѓутоа кај повеќестепените пумпи, скоро редовно, позади секој степен се вградува задколо кое се поврзува со предколото на наредниот степен. Само првиот степен, најчесто, е без предколо. Исклучок се повеќестепените пумпи со спирала околу секој степен.

Задача на предколото е да ја доведе течноста под потребниот агол на влезот во следното работно коло, а тоа е најчесто под агол од $\alpha_0 = 90^\circ$. Затоа овој елемент се смета за предколо на следниот степен на повеќестепената центрифугална пумпа.

По излезот од задколото течноста поминува низ струјниот простор без лопатки каде струјниот смер се менува за 180° и влегува во предколото на наредниот степен. Формата на лопатките во предколото и задколото можат да се пресметаат со методот на комфортно пресликување или пак со некоја од постапките објаснети во поглавјето 10.3.

Бројот на лопатки во предколото е за 2 до 3 пати помал од бројот на лопатки во работното коло во кое тој го насочува флуидот.

10.5 СИЛИ КОИ ДЕЛУВААТ НА РОТОРОТ НА ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА

10.5.1. Видови сила

На ротационите склопови на центрифугалната пумпа (ротор), а тоа се работното коло (или повеќе од нив) со вратилото, делуваат сили, кои, по законот на акција и реакција се пренесуваат на куќиштето, лежиштата и на посебни уреди за урамнотежување, доколку се предвидени. Силите се: сили од масата и површински сили.

Во сили на масата се вклучуваат: тежината на колото и вратилото, центрифугални сили на инерција, кои настануваат при вртење на ротационите склопови на пумпата, поради неурамнотеженост на масата или померување на тежиштето при еластични деформации на вратилото и сили на инерција предизвикани од Кориолисовото (Coriolis) забрзување. Површинските сили настануваат со активирање на притисок на течноста на површината на ротационите или стационарните делови.

Со редукација на силите, кои делуваат на роторот во точка на оската на вратилото, се определуваат аксијални и радијални сили, како и соодветните моменти, кои дополнително го оптеретуваат вратилото и лежиштето на пумпата.

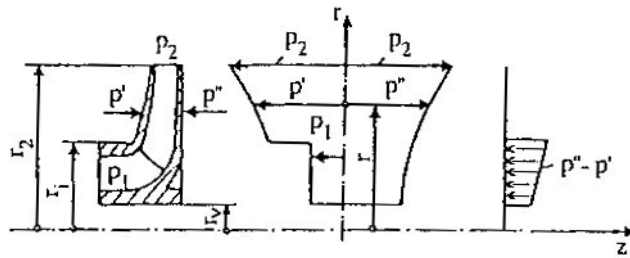
10.5.2. Општо за аксијалната (осна) сила

Аксијалната сила $F_{a,1}$ настанува како резултат на разлика на притисоците p'' и p' , со кои течноста делува по надворешната површина на предниот p'' и p' задниот венец на работното коло, како и промените на притисокот долж радиусот, при струење на течноста (слика 10.46). Аксијалната сила тежи да го потисне роторот на пумпата во аксијалниот (осен) правец. Во случај на центрифугална пумпа со едностран влез, ова сила делува во правец на всисот.

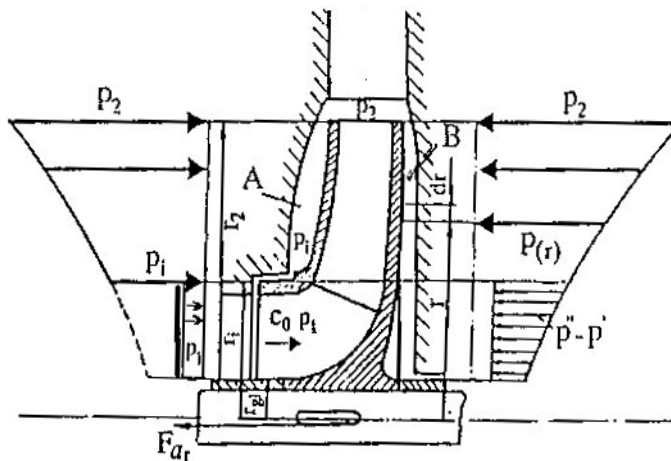
При решавање на аксијалната сила се препорачува да се разгледуваат, одвоено, челната и грбната површина на работното коло, при што е доволно да се определи силата на притисок по надворешните површини, бидејќи дејствата на силите на притисок во внатрешноста на колото се урамнотежуваат, поради спротивната насока.

Силите на притисокот по елементарните надворешни површини на работното коло, земено воопшто, имаат осни и радијални компоненти. Меѓутоа, поради осната симетрија на ротационите површини радијалната компонента се урамнотежува, па се пресметува само аксијалната компонента.

Течноста која се наоѓа во просторите меѓу челната и грбната површина на работното коло и куќиштето на пумпата (А и В) (слика 10.47) делуваат со притисок по надворешните страни на предниот и задниот венец на работното коло. Притисокот p во овој простор (меѓу колото и куќиштето на пумпата) опаѓа од периферијата на работното коло кон оската на ротација. Законот за промената на притисокот се добива со решавање на диференцијалните равенки на движење засновани на ставот дека се, во овој случај, меродавни влијанијата на триењето на флуидите со куќиштето и колото и инерцијата на движењето на флуидот изразена со моментот на количество на движење на излезот од колото. Нејзиното решение, во затворен облик, се добива за крајни случаи, од кои еден од наведените влијанија е доминантен, а другиот занемарлив.



Слика 10.46 Распоред на притисоците по работниот канал на колото



Слика 10.47 Аксијална сила која делува на работното коло

Така, првиот од нив, се однесува на состојба кога се процепите исправни, така да протекувањето низ нив е занемарено. Во тој случај за решавање на равенката на движење меродавно е влијанието на триење. Во друг случај, кога процепите се хавариски оштетени, па протекувањето е големо, влијанието на триењето може да се занемари, па за определувањето на движењето на флуидите, доминантно е влијанието на ротационото струење формирано позади колото.

Како важи законот на промена на притисокот долж радиусот, така притисоците на предниот венец на работното коло се еднакви на притисоците на задниот венец за дел ограничени со радиусите r_2 и r_1 но спротивно се насочени. Со други зборови, овие сили на притисокот заемно се урамнотежуваат. Силата на притисокот на останатите делови на задниот венец, кој е ограничен со радиусите r_1 и r_{gr} е значително поголем од силата на притисокот кој владее на влезот во работното коло. Со овие разлики на притисокот се доаѓа до сила F_{a1} која е во насока на делување на поголем притисок т.е. во насока на всисот во работното коло (од десно на лево).

При струењето низ работното коло течноста ја менува насоката од осен во радијален правец, при што се појавува сила F_{a2} која го има осниот правец и има спротивна насока од силата F_{a1} т.е. од лево кон десно. Од оваа произлегува дека резултантната сила е:

$$F_a = F_{a1} - F_{a2} \quad \dots (10.87)$$

Големината на силата F_{a2} се определува на основа на теоремата за промена на моментот на количество на движење во работното коло, ограничен со контролни површини, кои поминуваат низ влезот и излезот од работното коло. Очигледно важи:

$$F_{a2} = \rho \cdot Q_k \cdot c_o \quad \dots\dots(10.88)$$

Оваа сила е значително помала од силата F_{a1} , (обично е $F_{a2}=(0,01-0,005)F_{a1}$), поради што резултантната сила F_a е во насока на излезот во работното коло т.е. во насока на делување на силата F_{a1} .

Кај повеќестепени секциски пумпи со z работни кола (степен) резултантната аксијална сила е:

$$F_{ar} = \sum Fa = z \cdot F_{ai} \quad \dots\dots(10.89)$$

каде: F_{ar} - аксијална сила која делува на едно коло.

10.5.3. Пресметка на аксијалната сила

Елементарната аксијална сила, која делува на работното коло е определена со производот на проекцијата на елементарната површина на колото на рамнината нормална на оската на ротација и притисок, така да:

$$dF_a = p_{(r)} \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \quad \dots\dots(10.90)$$

Промената на притисокот се пресметува спрема равенката на релативната рамнотежа на флуидот кој ротира. Ако за тие услови во точките, кои се на растојание r од ротационата оска има притисок $p_{(r)}$, тогаш на растојание $r + dr$ ќе биде $p + dp$, при што:

$$dp = \rho \cdot r \cdot \omega'^2 \cdot dr \quad \dots\dots(10.91)$$

каде:

ω' - аголна брзина на течноста во просторот меѓу куќиштето и колото кој ротира како круто тело

ρ - густина,

$r \cdot \omega'^2$ - центрифугално забрзување.

Притисокот по периферијата на колото $p_2 = p(r_2)$ е определен со релација:

$$p_2 - p_1 = \rho \cdot g \cdot H_{kp} = \rho \cdot Y_{kp} \quad \dots\dots(10.92)$$

каде: Y_{kp} - работа на колото определена само со промена на притисок,

p_1 - притисок во влезниот пресек на колото.

Со интегрирање на изразот 10.90 за почетни услови 10.92 и со замена на ω' со $\frac{\omega}{2}$ [43] се добива :

$$p_{(r)} - p_1 = \rho \cdot \left[Y_{kp} - \frac{\omega^2}{8} \cdot (r_2^2 - r^2) \right] \quad \dots\dots(10.93)$$

Оваа равенка за челната страна на колото се применува од $r = r_i$ до $r = r_2$, а за грбната страна од $r = r_{gl}$ до $r = r_2$, каде: r_i - всисен радиус на колото, r_{gl} - радиус на главчината на работното коло.

Во случај на хавариски оштетени процеци, кога протокот низ нив не е занемарлив, па во просторот меѓу куќиштето на пумпата и работното коло

струењето се определува со занемарување на триењето, тогаш, од лева и десна страна, на работното коло (слика 10.45) делува притисок, кој се менува по законот на парабола, односно по законот на слободен вртлог:

$$\left[r \cdot c_u = r_2 \cdot c_{2u} = \text{const.} = \frac{Y_k}{\omega} \right]:$$

а се определува спрема изразот:

$$p(r) = p_2 - \frac{\rho}{2} \cdot (c_u^2 - c_{2u}^2) \quad \dots\dots (10.94)$$

или:

$$p(r) = p_2 - \rho \cdot \frac{u_2^2}{8} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \quad \dots\dots (10.95)$$

за случај на центрифугална пумпа ($n_q=11-38$), карактеристиката на работата $\psi=1$ и $c_{2u} \cong \frac{u_2}{2}$.

На влезот во работното коло на површината ограничена со радиусите r_i и r_{gl} делува притисок приближно еднаков со притисокот p_1 . Аксијалната сила F_{a1} е резултат на разликата во притисоците p на површината на (задниот) венеч ограничен со радиусите r_i и r_{gl} и притисокот p_1 на аналогната површина на влезот во работно коло, и откако ќе се зема во обзир претходниот израз се добива:

$$F_{a1} = \int_{r_{gl}}^{r_i} (p(r) - p_1) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr,$$

$$F_{a1} = 2 \cdot \pi \cdot \int_{r_{gl}}^{r_i} \left[p_2 - \rho \cdot \frac{u_2^2}{8} \cdot \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2} \right) - p_1 \right] \cdot r \cdot dr \quad \dots\dots (10.96)$$

После интегрирање во границите од r_{gl} до r_i се добива:

$$F_{a1} = \rho \cdot g \cdot \pi \cdot (r_i^2 - r_{gl}^2) \cdot \left[\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} - \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{r_i^2 + r_{gl}^2}{2 \cdot r_2^2} \right) \right] \quad \dots\dots (10.97)$$

или:

$$F_{a1} = \rho \cdot g \cdot \pi \cdot (r_i^2 - r_{gl}^2) \cdot \left[H_{kp} - \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{r_i^2 + r_{gl}^2}{2 \cdot r_2^2} \right) \right] \quad \dots\dots (10.98)$$

Големината H_p претставува статички напор на колото и се определува со израз:

$$H_{kp} = \theta \cdot H_{kd},$$

каде:

θ - степен на реакција на колото ,

H_{kd} - динамичен напор на колото.

Вистинската величина на силата F_{a1} обично се разликува од силата пресметана по претходниот израз (10.98). Основна причина за тоа е, покрај

влијанието на различните фактори, и во тоа што во просторите на А и В т.е. во просторот меѓу куќиштето на пумпата и колото (сл 10.45) аголната брзина отстапува од вредноста $\omega' = \frac{\omega}{2}$, (каде ω претставува аголна брзина на коло, а ω' аголна брзина на течноста во затворен простор помеѓу куќиштето на пумпата и работното коло).

Испитувањата покажуваат дека при зголемување на осниот зазор помеѓу венецот на работното коло и куќиштето на пумпата, односно со зголемувањето на односот $\frac{s}{r_2}$, доаѓа до смалување на средната аголна брзина ω' , (односно $\frac{\omega'}{\omega}$).

Така на пр. за $\frac{s}{r_2} \cong 0,02$, $\frac{\omega'}{\omega} \cong 1,2$ а кај поголеми односи $\frac{s}{r_2}$, $\frac{\omega'}{\omega} < 1,2$.

При смалување на зазорот меѓу основниот венец на колото и куќиштето на пумпата очигледно и резултантната аксијална сила F_z ќе се намали. Оваа сила исто така ќе биде помала и во случај кога е помала рапавоста на предниот венец и куќиштето на пумпата, затоа што со зголемување на рапавоста растат и внатрешните механички загуби од триење на венецот на работното коло во околната течност.

Паразитните струења кои влијаат на волуменски загуби покажуваат значително влијание на големината на средната аголна брзина ω' .

Во просторите А и В (слика 10.47) во насока од периферијата кон оската на работното коло, паразитните струења влијаат на зголемување на аголната брзина ω' и, нормално, на смалување на притисокот од периферијата кон центарот. Такви паразитни струења се низ преден процеп, потоа покрај основниот венец, кај некои уреди за урамнотежување на аксијалната сила или како последица на волуменските загуби, кај надворешното заптивања на вратило на конзолните пумпи или кај последниот степен на повеќестепените пумпи. Очигледно е дека паразитните струења низ предниот процеп ја зголемуваат аксијалната сила, додека паразитните струења во задниот венец оваа сила ја смалуваат. Во секој случај, овие две струења треба да се минимални, бидејќи тие директно влијаат на волуменскиот степен на корисност на пумпата (η_v).

Кога паразитното струење е насочено од оската на работното коло кон периферијата, тогаш се смалува аголната брзина ω' . Такви струења се појавуваат покрај основниот венец на местото на спојување кај секционите степени.

Смалувањето на средната аголна брзина ω' влијае на зголемување на притисокот на основниот венец на колото, а со тоа и на зголемување на аксијалната сила.

Следува, од веќе изложеното, дека аксијалната сила F може да се намали со отстранување на факторите кои влијаат на смалување на средната аголна брзина ω' на течноста на предниот венец и на нејзино зголемување на страната на последниот венец на работното коло. Обично е вистинската аксијална сила поголема од пресметаната сила која се добива од (10.98).

На основа на искуство се препорачува да кај повеќестепените пумпи аксијалната сила да се определи откако притисокот ќе се пресмета спрема следната равенка:

$$p'(r) = p_{r_2} - a' \cdot \rho \frac{u_2^2}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^4 \right]$$

кога насоката на паразитното струење е од периферијата кон оската на ротација

$$\text{односно: } p''_{(r)} = p_{r_2} - a'' \cdot \rho \cdot \frac{u_2^2}{4} \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^4 \right] \quad \text{.....(10.99)}$$

кога насоката на струење е спротивна.

Во претходните изрази: $p_{r_2} = 0,9 \cdot p_2$ - притисок на периферијата на колото, $a' = 0,7, a'' = 0,5$.

Во случај на еднострано работно коло се препорачува следниот израз за определување на резултантната аксијална сила :

$$F_a = \rho \cdot g \cdot H_m \frac{\pi}{4} \cdot (d_i^2 - d_{gl}^2) \quad \text{.....(10.100)}$$

каде: $H_m = 0,6 H_k, n_q \langle 16$
 $H_m = 0,8 H_k, n_q \langle 55$

или изразот:

$$F_a = k_a \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot (d_i^2 - d_{gl}^2); k_a = f(n_q) \quad \text{.....(10.101)}$$

Коефициентот k_a се определува по експериментален пат.

10.5.4. Урамнотежување на аксијалната сила

Во зависност од конструкцијата на центрифугалната пумпа и големината на нивните резултанти, се применуваат различни начини на урамнотежување на аксијалните сили, кои делуваат на роторот. Во принцип урамнотежувањето се изведува механички (аксијално лежиште) и хидродинамички (со остварување на хидродинамички аксијални сили со спротивна насока), така да се добива резултанта или еднаква на нула или вредноста и е значително мала, од онаа што би била без урамнотежување.

Методата на хидродинамичко урамнотежување е, релативно, енергетски подобра, бидејќи во овој случај, се исклучуваат отпорите на механичкото триење, за чие совладување во носечкото лежиште треба да се изгуби дополнителна работа. Меѓутоа, и овој начин на урамнотежување предизвикува загуби, предизвикани со протекување, кои се зголемуваат со разјадување на процепот во текот на експлоатација на пумпата.

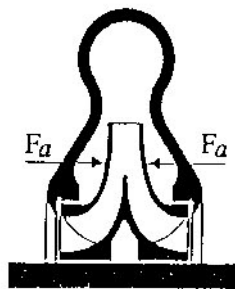
А) Едностепенни пумпи

Кај едностепените пумпи се применуваат, освен механички, три начини на хидродинамично урамнотежување:

- а) двострано доведување на течност во колото,
- б) вградување комора за растоварување и
- в) динамично урамнотежување, кое се постигнува со вградување на радијални ребра со грбната страна на колото, потоа со остварување на тесен процеп меѓу куќиштето на пумпата и колото од грбната страна и со растеретени отвори на задниот диск.

Со примена на чисто механичко урамнотежување се пренесува аксијалната сила на носечкото лежиште на пумпата.

а) Со примена на едностепените двострујни кола аксијалната сила F_a потполно се урамнотежува при сите режими, така што течноста се доведува двострано во колото, кое е составено од две симетрични половици (во технолошки смисол) (слика 10.48).

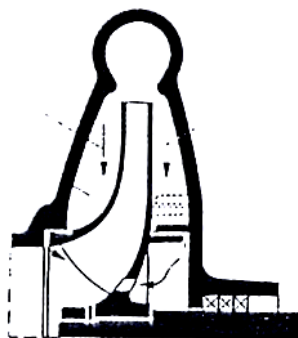


Слика 10.48 Двострујно коло

Во овој случај, после подолга работа, можна е и појава на извесна асиметрија на дотокот низ доводот или нееднаквост на протекување низ процепите, поради различниот интензитет на разјаднувањето. Бидејќи двете овие причини ја условуваат појавата на аксијалната сила, во овој случај е неопходно вградување на двострано аксијално лежиште кое ќе го прими очекуваното асиметрично оптеретување.

б) Урамнотежување се постигнува со вградување на комора за растоварување, која се одвојува од задниот дел на едностепените кола со заптивен прстен (вграден на ист радиус како влезниот заптивач) и со поврзување на внатрешноста на комората со всисниот дел на колото, преку отворот на главчината на колото или специјален заобиколен вод (слика 10.49). Низ отворите на главчината на работното коло притисоците, кои делуваат на задниот и предниот венец во простор со радиус, помал од радиусот на влезниот пресек r_1 , потполно се изедначуваат. Исто така се изедначуваат и силите на притисок, кои делуваат на предниот и задниот венец на површините кои ги ограничуваат радиусите r_2 и r_1 .

Недостаток на овој начин на урамнотежување е во тоа што, загубите на протекувањето низ процепите се удвојуваат, поради губиток на проток низ отворите за растоварување во главчината на работното коло. Пресек на отворот за растоварување во задниот диск, или заобиколниот вод треба да е барем четири пати поголем од проточниот пресек низ процепите. Примената на заобиколниот вод е поповолна, бидејќи струењето низ отворите во главчината е спротивно насочено од главното струење, така да делува нарушено.

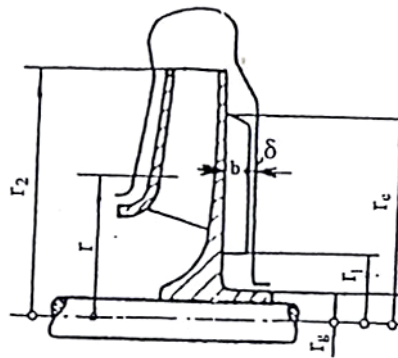


Слика 10.49 Работно коло со комора за растоварување и отвори за растоварување

Со примена на растеретната комора аксијалната сила не може потполно да се урамнотежи. Недостатокот неможе да се отстрани нату со поставување на прстен за растоварување на нешто поголем пречник отколку што одговара на всисната страна (како што е прикажано со испрекинати линии на сликата 10.49).

Поради неможноста за идеално урамнотежување, со оваа постапка паралелно, се применува и едномерно аксијално лежиште.

в) Еден од начините на урамнотежување на аксијалната сила е во вградување на радијални ребра на грбната страна на колото (слика 10.50). Силата настаната од ротацијата на рабрата зависи, при дадена аголна брзина на колото, од радиусите r_1 и r_c помеѓу кои се вградуваат ребрата, потоа од нивната ширина b и зазорот спрема оклопот δ . Бројот на ребрата нема битно вијание. Радиусот r_c е помал од радиус r_2 , а радиусот r_i е еднаков со радиусот на главчината r_{gl} или е поголем. Ширината b треба да е значително помала од ширината на работните лопатки на колото, со мала вредност на односот δ/b и, што е можно помала ширина на зазорот δ . Со вградувањето на ребрата, дел од течноста, зафатен со нив, се врти со аголна брзина ω , на што се троши одредена моќност. Но таа, главно, не преоѓа преку загубите поради протекувањето, при примена на растератна комора. Со тоа овој губиток е ист при сите режими, а не се менува ни во текот на експлоатацијата, што не е случај при струење низ процепите, кога загубите се менуваат и со промена на режимот и со разјадување на процепите.



Слика 10.50 Урамнотежување на аксијалната сили со радијални ребра од грбната страна на колото

Недостаток на ваквото урамнотежување на аксијалната сила е во невозможноста на обработка на задниот диск и во тешкото остварување на мал зазор помеѓу ребрата и куќиштето. Недостаток е и потребата за експерименталното определување, на осните сили предизвикани од ребрата, бидејќи теоретските пресметки се недоволно веродостојни, најмногу поради несигурноста при определување на влијанието на секундарните струења околу ребрата и триењата околу куќиштето на пумпата.

Работни кола со радијални (грбни) ребра се користат специјално кај пумпи кои транспортираат хемиски агресивни течности, чии протекувања низ заптивачите не смеат да се дозволат поради штетното влијание на околината.

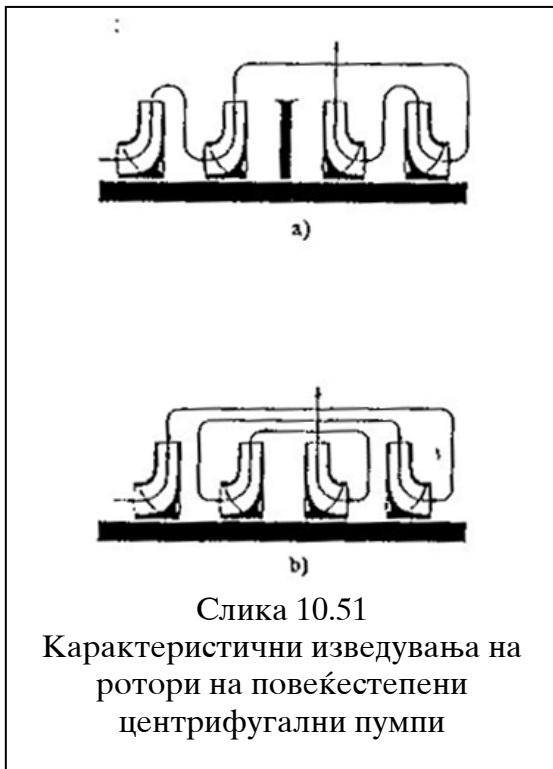
Конструкцијата на центрифугална пумпа без хидродинамичко урамнотежување на аксијалната сила претпоставува вградување на аксијално лежиште, кое ќе го прифати комплетно основното оптеретување. Во тој случај често се оди на решение едено од радијалните (носечки) лежишта да ја прими аксијална сила, или се користи радијално-аксијално лежиште. Кај некои изведби на центрифугални пумпи аксијалната сила, понекогаш, ја прима аксијалното лежиште на електромоторот.

Б) Повеќестепенни пумпи

Кај повеќестепените пумпи (секциски) вкупната аксијална сила на роторот на пумпата е еднаква на збирот на аксијалните сили на поедините работни кола. Таа се, во овој случај, урамнотежува на повеќе начини:

- а) вградување на симетрични парови на работни кола;
- б) со растеретни прстени, вградени на секое коло;
- в) автоматски растеретен диск;
- г) растеретен диск комбиниран со аксијално лежиште.

а) Со вградување на симетрични парови работни кола на вратилото на повеќестепенна пумпа ("грб-грб") се постигнува да аксијалната сила на една половина од колото делува во еден насока, а во другата половина во спротивна насока.



Слика 10.51

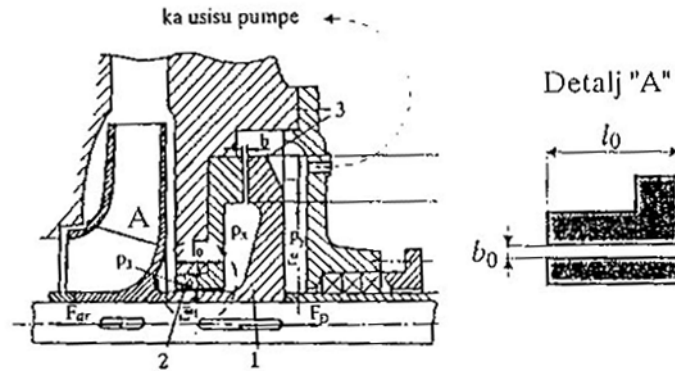
Карактеристични изведувања на ротори на повеќестепенни центрифугални пумпи

На сликата (10.51) се прикажани некои карактеристични шеми на распоред на симетрични степени на повеќестепенни пумпи. Постојат и други, посложени шеми. Секоја шема на изведување има свои добри и лоши страни, со обзир на сложеноста на конструкцијата, притисокот во заптивачите помеѓу степените, големината на волуменските загуби низ заптивачите и др.

Ако бројот на степените е непарен, првиот степен се води како двоструен со што се постигнува потполно урамнотежување, а при тоа се постигнуваат и подобри конструктивни особини на првиот степен, па е потребна помала резерва на притисок на влезот.

б) Вградување на растеретни прстени на секое коло на повеќестепенната пумпа, поради поединечно урамнотежување на секој степен, е едно од можните решенија, но во современите конструкции скоро и не се употребува. Причината за тоа е во значајниот пораст на неурамнотеженост на аксијалната сила со зголемување на бројот на степените, како и потешкотиите во квалитетното изведување на пакетот на заптивачи помеѓу прстените на колото и соодветниот отвор во оклопот на пумпата.

в) Автоматскиот растеретен диск обезбедува потполно урамнотежување на аксијалената сила на роторот на повеќестепенната пумпа, при сите работни режими. Со тоа се исклучува потреба за вградување на аксијално лежиште.

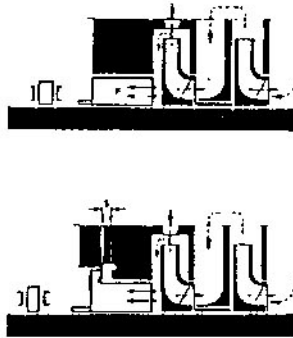


Слика 10.52 Урамнотежување на аксијална сила со примена на автоматски растеретен диск

Основен елемент на овој уред (слика 10.50) претставува дискот 1 поставен позади последниот степен во специјална комора, кој се врти заедно со вратилото. Помеѓу главчината на работното коло, односно, заштитната чаура на вратилото се наоѓа осен процеп 2 со радијална ширина b_0 (Детал "А"), а помеѓу вертикалната површина на дискот и куќиштето на пумпата радијалниот процеп 3 со осна ширина b . На предната страна на дискот делува притисок p_x . Неговата големина зависи од големината на притисокот позади последното работно коло, потоа од отпорот на струење во осниот процеп, од паразитниот проток и од работниот режим на пумпата. На задната страна на дискот делува притисок p_y . Просторот, десно од дискот, се врзува преку цевоводот со всисот на пумпата (поради што притисокот p_y е помал во однос на притисокот p_x). Бидејќи притисокот $p_x \gg p_y$, па во насока спротивна од насоката на резултантната сила $F_{ar} = \sum F_{ai}$ ќе делува сила F_D како резултат на делувањето на дискот. За урамнотежување на резултантната аксијална сила F_{ar} неопходно е да биде исполнен условот: $F_D = \sum F_{ai} = F_{ar}$.

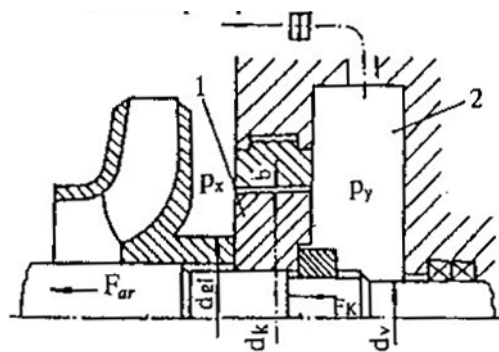
Решението со дискот за растоварување има квалитет кој се огледува во тоа што на овој начин може да се урамнотежи голема аксијална сила. Навистина, ако се зголеми, на пр. силата F_{ar} на работното коло, спрема онаа за оптимален режим (спрема која се димензионира ширината на радијалниот процеп), дискот 1 се поместува спрема всисната страна на пумпата. Поради тоа се смалува зазорот b , се зголемуваат загубите во процепот, се смалува паразитниот проток низ него, и се зголемува притисок во просторот лево од дискот. На тој начин се зголемува силата на отпорот на дискот F_D и таа станува еднаква на резултантната сила F_{ar} . Обратно се случува при намалување на силата F_{ar} .

г) Клипот за растоварување, истотака, се користи за урамнотежување на роторот на пумпата и тој може потполно да ја растерети аксијалната сила на пресметаниот (оптималниот) режим, но не и во целото подрачје на експлоатација, па е неопходно вградување истовремено и двострано аксијално лежиште. Аксијалниот клип се изведува со постојан пречник или како двостепен со пречник со различни вредности (слика 10.53).



Слика 10.53 Можни изведувања на клип за растоварување

Клипот претставува цилиндричен елемент 1 (слика 10.54) кој е цврсто насаден на вратилото на пумпата позади последното работно коло и се врти заедно со него. Од предната страна делува врз него притисок p_x (во флуидната струја зад последниот степен на пумпата), а од десната страна обликувана е комора 2 која е споена со всисната страна на пумпата со помош на цевовод. Поради тоа што притисокот во комората 2, p_y е помал од притисок p_x , силата на притисокот делува на клипот од лево на десно. Меѓу клипот и куќиштето на пумпата се наоѓа процеп со ширина во радијален правец $b = 0,2 \div 0,3mm$.



Слика 10.54 Урамнотежување на осната сила со вградување на клип за растоварување

Силата F_k која делува на клипот, еднаква е на:

$$F_k = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_{gl}^2) \cdot p_x - \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_v^2) p_y \quad \dots\dots (10.102)$$

каде:

d_k - дијаметар на клипот,

d_{gl} - дијаметар на главчината на работното коло,

d_v - дијаметар на вратилото во дел на комора за растоварување

Клипот се пресметува така да ја урамнотежи аксијалната сила F_{ar} на работното кола, при нормален режим на работа те. при проток $Q = Q_n$. Кај режимот на работа, кога $Q < Q_n$ се појавува неуррамнотежена аксијална сила која делува спрема всисот на пумпата, а кога протокот е $Q > Q_n$ може да се јави резултантна сила, која делува во спротивна насока. Покрај тоа, паралелно со растеретниот клип на пумпата треба да има вградено и аксијално лежиште.

10.5.5 Радијална сила

Колото на центрифугалните пумпи се проектира под претпоставка за осна симетрија на стурењето, така да би требало да се сите параметри на процесот, посебно брзината и притисокот, исти по целиот излезен пресек. Меѓутоа, испитувањата на пумпите со спирала покажуваат дека притисоците по обемот на колото се исти само при номинален проток $Q = Q_n$. При останатите работни режими притисоците по надворешниот обем се менуваат од почетокот на спиралата па до излезниот пресек, бидејќи се нарушава осната симетрија на стурење на излез од работното коло.

При режим $Q < Q_n$ притисокот во спиралата, а со тоа и по обемот на колото, расте од почетокот на спиралата до излезниот пресек, што покажува на успорување на средните брзини по пресеците, па спиралата се однесува како дифузор. При протоци $Q > Q_n$ ефектот е спротивен, брзините кон излезот растат, а притисокот опаѓа, спирала се однесува како инка.

Радијалната сила, која делува на работното коло на центрифугалните пумпи може да достигне голема вредност. Таа го оптеретува вратилото и лежиштата на пумпата и ако не биде урамнотежена, може да предизвика несакани последици како на пр. оштетување на предниот процеп и процепите каде вратилото излегува од куќиштето на пумпата.

Радијална или попречна сила настанува како последица на промените на притисокот по обемот на колото, а нејзина вредност се проценува емпириски на пример:

$$F_r = (p_2 - p_1) \cdot b_2' \cdot d_2 \cdot k \quad \dots (10.103)$$

каде:

- $(p_2 - p_1)$ - разлика меѓу притисоците во влезниот и излезниот пресек,
- b_2' - излезна ширина на колото вклучувајќи ја и дебелината на венцот,
- d_2 - дијаметар на колото на излаз,
- k - искусствен коефициент.

Притисоците во излезниот и влезниот пресек на колото p_2, p_1 и работата на колото Y_k поврзани се со релацијата:

$$\rho \cdot Y_k = p_2 - p_1 \quad \dots (10.104)$$

Коефициентот k изнесува:

$$k = 0,36 \cdot \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right] \quad \dots (10.105)$$

со тоа што за коло со голема брзоодност, факторот 0,36 може да се зголеми до 0,5.

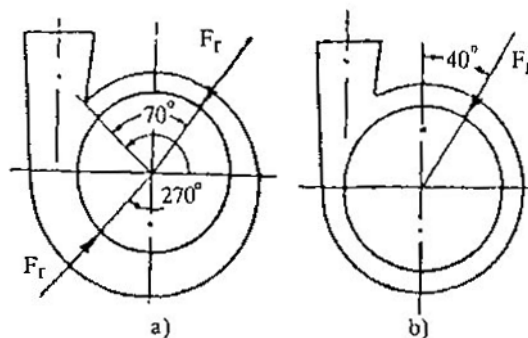
Од предходниот израз следува дека факторот k е најголем кога: $Q = 0$ и дека опаѓа до нула при: $Q = Q_n$, а потоа го менува знакот, кога $Q > Q_n$. На сликата (10.55-а) се прикажани нападната линија и насоката на радијалната сила F_r , определени со равенката (10.103), која е при сите протоци, насочена кон оската на ротација на пумпата. За протоците $Q / Q_n > 1$ нападната линија на силата е под агол 70° , измерено од почетокот на спиралата во насока на нејзиното развивање,

а за $Q/Q_n < 1$ нападната линија е определена со агол од 270° . За $Q = Q_n$ радијалната сила исчезнува.

Во случај да, наместо спирала, се примени цилиндрична комора, поставена концентрично со оската на колото (слика 10.55-b) за радијалната сила важи повторно истиот образец (10.103), а со тоа што, за протоците $Q/Q_n > 0,4$ коефициентот k се определува спрема образецот:

$$k = 0,36 \cdot \frac{Q}{Q_n} \quad \dots (10.106)$$

Орентацијата на радијалната сила F_r е кон оската на колото, а нападната линија е за $Q/Q_n \geq 0,5$, под агол од 40° спрема оската на коничниот дифузор. За протоците $Q/Q_n < 0,5$, аголот се намалува, така да е 0° при $Q/Q_n \cong 0,1$, и -15° за $Q=0$.



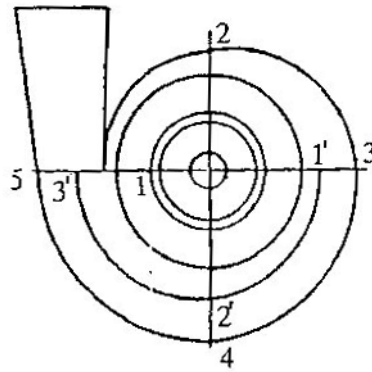
Слика 10.55 Нападна линија на радијалната сила во функција од режимот на работа на пумпата

Пумпите со задколото, поставени помеѓу колото и спиралата, практично се урамнотежени. Радијалната сила или ја нема или е незначителна.

Причина за појавување на радијалната сила може да биде нерамномерниот доток на течноста во колото, а можат тоа да бидат и други причини, кои ги условуваат различните струења во меѓулопаткиниот простор, бидејќи во двата случаи се остварува нееднакво зголемување на енергијата по должина на струјницата. Освен тоа и нееднаквите зазори или појавата на ексцентрицитет при вградување на колото можат исто така, да бидат причина за појавување на нееднаквост на распоредот на притисокот по излезниот пресек на колото, а со тоа и појава на радијална сила.

Како и во случајот со аксијална сила, за урамнотежување на радијалната сила се применува механичко или хидраулично урамнотежување. Механичкото урамнотежување се изведува со соодветно димензионирање на вратилото и лежиштата, што во случај на големи пумпни единици, може да биде нерационално, поради потребата за зголемување на пречникот на вратилото и избор на соодветни лежишта, способни за прифаќање на големи оптеретувања. Поради тоа е, во принцип, поефикасен и поцелисходен методот на хидраулично урамнотежување на радијалните сили. За тоа постојат повеќе решенија: усмерено коло, спирала со повеќе одводи, двојна спирала и агол на цвртување на спиралата кај повеќестепни пумпи.

Со вградување на венец од насочувачки лопатки, практично во целост се неутрализира радијалната сила. Оваа решение, често, се применува кај повеќестепените пумпи.

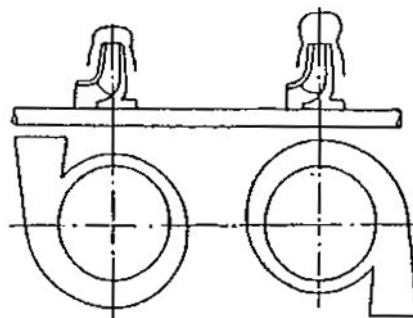


Слика 10.56 Прмер за изведување на двојна спирала

Спирала со повеќе одводи, исто така, ефикасно ја урамнотежува радијалната сила. Ефектот се постигнува на задоволителен начин веќе со два излеза. Недостаток на ова решение е во тоа што, тоа може да се примени само во случај, кога е потребно (со примена на пумпа) истекување на течноста на повеќе места.

Двојната спирала содржи внатрешен сид, преку кој протокот се дели, а излезниот дифузор е заеднички. Со тоа всушност се формираат две полуспирали во кои патеките на честиците 1,2,3, се идентични со патеките 1',2',3' само што се релативно поместени за 180° околу оската на колото, со што во нив настанатите радијални сили, се урамнотежуваат (слика 10.56). Меѓутоа, спиралата која ги содржи патеките 1,2,3 продолжува во лак 3,4,5, со што се генерира одредена радијална сила.

Повеќестепенни пумпи се градат и во варијанта, при која се предвидени посебни спирали за секој степен. За да, во тој случај, вратилото се оптерети поволно, спиралите за два соседни кола се завртуваат една спрема друга за 180° , со што радијалната сила се сведува на нула, но со тоа не се елиминира моментот од тие сили, па вратилото е оптоварено на момент на свивање. На сликата (10.57) е покажана шема на ротор со две работни кола и спирали завртени за 180° . Како е растојанието на колото значително помало од растојанието на лежиштата, така и реакцијата на силите на местото на прицврстување (потпорите), кои даваат ист спрег, ќе бидат значително помали (во спротивен размер со краците на спрегот).



Слика 10.57 Свртување на спиралите на соседните кола за 180°

Радијалните сили имаат значително влијание на конструкцијата на пумпата, со обзир дека тие го оптеретуваат вратилото на свивање и ги зголемуваат отпорите на потпорите. Со зголемување на димензиите на колото растат и радијалните сили и распони, па со самото тоа, и соодветните пречници на

вратилото. За исти работни перформанси оптоварувањата се намалуваат со примена на брзоодни кола, што се постигнува со зголемување на брзината на вртење. Меѓутоа, со тоа истовремено се зголемува и фреквенцијата на променливото оптеретување, што условува примена на материјали со подобри динамички карактеристики.

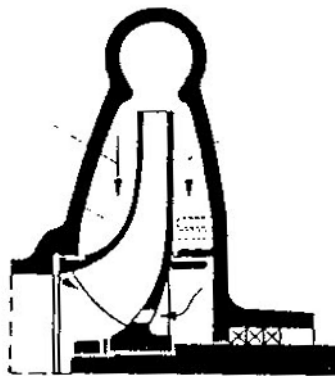
Доминантно е влијанието на радијалните сили на формирањето на еластичната линија на вратилото, а угибите и наклоните на вратилото можат да го условат разјаднувањето во процепите и со тоа привремено абење на заптивачите. Ова е посебно изразено кај работните режими на пумпа со помали протоци, кога радијалната сила е зголемена, па на ова мора да се обрне внимание при проектирање на пумпата, кои работат во постројки со променливи работни режими. За овие случаи треба да се оде на вградување на крути вратила.

Со обзир дека радијалните сили предизвикуваат динамички променливи оптеретувања на вратилото, конструктивно треба да се предвидат облиците кои не се склони на концентрација на напони. Во таа цел треба да се избегуваат завојници, потоа нагли промени на пречникот и сл. Посебно внимателно, исто така, треба да се изведат неопходните жлебови или засеци за клиновите на вратилото.

10.6 ЗАПТИВАЧИ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

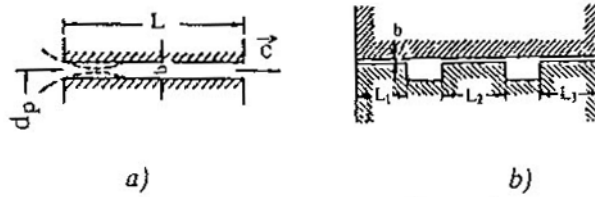
10.6.1 Заобиколно струење низ процепи

Работното коло на турбопумпата е така конструктивно решено, да при неговото вртење, нема механички допир со куќиштето на пумпата. Поради тоа, течноста има слобода да тече и надвор од колото низ процепи, и тоа во насока спротивна на главното струење (слика 10.58).



Слика 10.58 Карактер на струењето низ процепите на центрифугална пумпа

За да протокот надвор од колото, поефикасно се намали, бидејќи ова струење предизвикува губиток на енергија, се применуваат различни конструктивни облици на процепите, кои ќе го обезбедат тоа. Смалување на заобиколниот проток се остварува со тесни процепи, изведени така да обезбедуваат слободно вртење на роторот на пумпата без допир со куќиштето. Процепите се изведуваат со праволиниско струење низ простор на константна или променлива ширина (слика 10.59-a), а понекогаш по искршени патеки (траекторија) (слика 10.59-b).



Слика 10.59 Можни изведби на процеп

За проток низ процеп (q_p) со конструктивна ширина b и должина L важи следната релација:

$$q_p = \mu \cdot A_p \cdot \sqrt{Y_p} \quad \dots (10.107)$$

каде:

μ - коефициент на протокот;

$A_p = d_p \cdot \pi \cdot b$ - проточен пресек;

$Y_p = \left[\lambda \cdot \frac{L}{2 \cdot b} + 1,5 \right] \cdot \frac{c^2}{2}$ - струен отпор во процепот;

$\frac{c^2}{2} = \mu^2 \cdot Y_p$ - врска на брзината на струење c и струјниот отпор.

Коефициенти на отпорот се:

за процеп со константната ширина:
$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \cdot \frac{L}{2 \cdot b} + 1,5}} ;$$

за процеп со проширувања:
$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + z + \lambda \cdot \sum \frac{L}{2 \cdot b}}} .$$

Коефициентот на триење λ :

$$\lambda = \frac{30}{R_e} , \text{ за } R_{ekr} < 2000; e = 0$$

$$\lambda = \frac{19,2}{R_e} , \text{ за } R_{ekr} < 1476; e = b$$

(теоретска вредност: $\lambda = \frac{96}{R_e}$)

каде:

e - ексцентричност на оската на колото и отворот во куќиштето.

За процепите: $R_e = \frac{2 \cdot b \cdot c}{\nu}$.

10.6.2. Заптивачи со меки полнења

Заптивачите во турбопумпата, независно од видот на оптоварување, треба да одговараат на физичко-хемиските особини на течности и техничките карактеристики на пумпата. Поради тоа и проблемот на заптивање, кога во прашање се центрифугалните пумпи, е сложена задача, кој се решава со ибор на конструктивна концепција на машината. Во современите фабрики за

производство на пумпи се вршат интезивни испитувања, кои имаат за цел усовршување на начинот на заптивање, кои треба да се одликуваат со просто и сигурно заптивање и кое бара минимално опслужување.

Заптивањето на излезот на вратилото од куќиштето на пумпата се изведува, обично, кај пумпите за широка намена со меко полнење, кое се сместува во заптивна кутија. Тоа обично се азбестни плетенки, кои се потопуваат во графит или лој и комерцијално се познати под името лојни или графитни азбестни плетенки. За жешки, врели или агресивни течности, како и за отровни течности, се бираат соодветни заптивачи, а тоа најчесто се механички заптивачи.

Мекото полнење, обично, се употребува за заптивање на вратилата. Без обзир што заптивачите од овој тип се изведувани од најстаро време, тие и денес се употребуваат во современите машини и уреди.

Според конструкцијата мекото полнење може да биде: плетено, увиено и повеќеслојно. Плетенките се изработуваат од памучни, азбестни и синтетички влакна, а увиенотот и повеќеслојното полнење се изработува од гумирани нитни, кои се сложуваат, увиваат или се лепат во слоеви. Со цел зголемување на носивоста на заптивачите полнењето се армира со нитни од олово, бронза или слични материјали.

Имајќи во обзир дека на подолг временски период ова заптивно средство не може да обезбеди потполна заптивност на подвижните елементи на пумпата, по одредено време на употребува, треба да се замени со ново полнење. Во некои случаи векот на траење на заптивачот изнесува само неколку часа. Бидејќи, со цел да се постигне потребна компактност поклопецот на заптивната кутија, повремено, се затегнува. Со тоа се зголемува силата која го потиснува полнењето на заптивачот на цврста површина, а со самото тоа, се зголемува и силата на триење, поради што мазивното средство прекумерно истекува од заптивната комора, што условува намалувањето на неговиот век на траење. Притегнувањето на поклопецот на заптивачот мора да се изведе внимателно, за да притисокот на полнењето, по можност, ја задржи постојаната вредност. При нагло зголемување на притисокот, полнењето нагло се збива, зазорот се намалува до минимум, па може да дојде до "суво" триење, односно до оштетување на вратилото. Према тоа, треба да се утврди за која должина сме да се притегнува заптивната чаура, но да не дојде до "суво" триење.

Потребната димензија на азбестните плетенки, со квадратен пресек, најчесто се определува според дијаметарот на вратилото на место каде се вградува заптивачот.

Заптивачите се изработени од материјал, кој одговара на течноста која се црпи, со плетење и во кутијата на заптивачот се вметнува во вид на прстени. Прстените од заптивниот материјал треба да се сечат така да краевите не преминуваат еден преку друг. Откако ќе се вметне првиот прстен во кутијата, следниот треба да се постави така да местото каде прстените се расечени, не се поклапат. Пред пуштање на пумпата во работа поклопецот на заптивачот треба добро да се затегне да се спречи истекување на течноста. Но, ни прејакото затегнување не е добро. Затоа треба, при стартот на пумпата со рака да се заврти вратилото и така да се провери дали поклопецот на заптивачот добро е затегнат. Мало истекување мора да се дозволи (20 капки во минута). Истечената течност служи како масло на заптивачот и го спречува согорувањето на заптивниот материјал (и трошење на вратилото). Исто така во заптивната кутија (обично меѓу заптивните прстени) често се вметнува месинген прстен кој е на повеќе места избушен (laterna-прстен) и има пресек во вид на буквата Н. Просторот во прстенестата латерна врзан е (обично со помош на цевки) со оклопот на пумпата

и изложен е на притисокот од водата. Оваа врска служи: за подмачкување на заптивачот и како брана за спречување на влегување на воздух во пумпата.

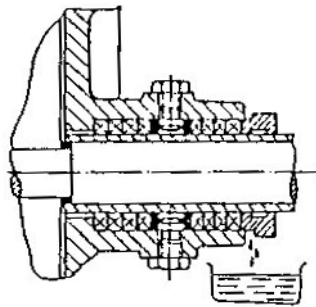
Во хемиската индустрија се применуваат пумпи, опремени со нормални заптивачи со меки полнења, со механички заптивачи или пумпи без заптивачи. Примената на едниот или другиот тип на заптивачи зависи од видот на течноста, нејзината агресивност, температура, вискозност, абразивност, кристализација и полимеризација итн. Примена на заптивач со испирање, со хидраулично затворање или со залевање зависи од тоа, дали може течноста која пумпата ја транспортира да се меша со вода, или може ли да се дозволи одведување на работната течност со водата за испирање во канализација.

Водата применета за испирање, а во случај на потреба и за правење на хидрауличен затвор, мора да биде чиста за да не ја замати прстен-латерната. За ова не може да се употреби речна вода.

10.6.2.1. Заптивки за неутрални течности и чиста вода до 80°C

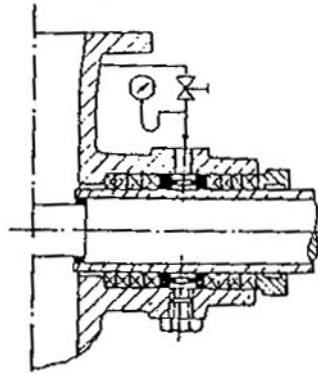
а) Заптивки со одвод на течност која капе. Вакви заптивки претставуваат нормално изведување за пумпи во кои течноста се доведува под притисок слика 10.60.

Течноста која капе низ заптивачот се одведува во посебни мали садови под пумпата, односно под заптивката, или се одведува во канализација.



Слика 10.60 Заптивач со одвод за течност која капе

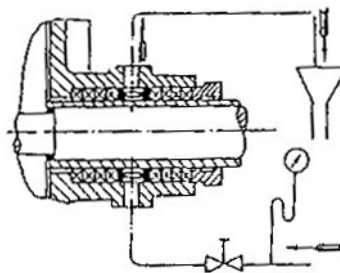
б) Заптивки со заливање. Ако пумпата ја црпи течноста од резервоар во кој влада вакуум потребно е заптивката да се залие (бидејќи во спротивно може да дојде до всисување на воздухот низ заптивката) низ цевка споена со излезот од куќиштето на пумпата или од потисниот вод. Се препорачува да се вгради регулациона славина за регулирање на протокот до соодветната потреба (слика 10.61).



Слика 10.61 Заптивач со заливање

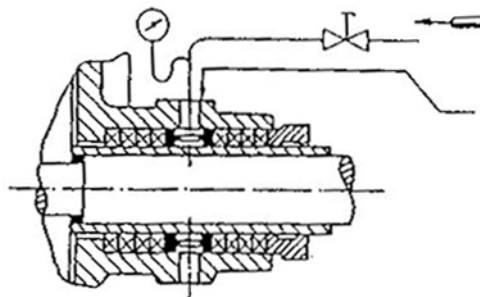
в) Заптивка со испирање. За испирање, во принцип, се употребува вода под притисок до 1 бар со чија помош заптивката се испира, а по потреба и се неутрализира работната течност, која проаѓа низ заптивката и како таква се одведува, заедно со водата за испирање во канализација.

Оваа вода е потребно да се контролира во лабораторија. Водата за испирање се доведува во заптивката од долната страна, а се одведува од заптивката од горната страна. На страната на доводот на вода се поставува регулациона славина, а по потреба и контролен манометар, слика 10.62.



Слика 10.62 Заптивач со испирање

г) Заптивка со хидраулично затворање. Овие заптивки се применуваат за транспорт на абразивни течности во специјално изработени пумпи за овие течности. Тие успешно се применуваат за транспорт на течности кои кристализираат и згуснуваат.



Слика 10.63 Заптивка со хидраулично затворање

Водата која служи за создавање на хидраулично затворање, се доведува под притисок, кој е поголем од 1-2 бари од максималниот напор кој пумпата го остварува, при што водата се меша со работната течност и се разредува, што не се смета како недостаток на заптивката. Водата се доведува од горната страна на заптивката, а се одведува од долната страна, при што контролниот манометар е поставен меѓу регулационата славина и заптивката слика 10.63. Количеството на водата, која се меша со работната течност и количеството на работната течност која се одведува во сливникот, изразена во проценти, може да биде различна. При неправилно опслужување на заптивката може да се случи загубата на течност да е неколку пати поголем од вообичаеното количество.

10.6.3. Механички заптивки

Во хемиската индустрија центрифугалната пумпа, главно, транспортира агресивни течности, лесни јагленоводороди, потоа течности кои во допир со воздухот образуваат експлозивни и отровни смеси во течна состојба, при што работниот притисок и температура имаат високи вредности. Ваквите технолошки барања ја наметнуваат потребата за беспрекорно заптивање на вратилото на пумпата. На ова барање одговараат механички челни заптивки, кај кои за разлика од процепот или лавиринтот, се остварува допир на метални подвижни и неподвижни површини.

Заптивноста со механичките заптивки е максимална. На овој начин можно е да се оствари заптивање на протокот на течностите заситени со гас, полимезирани течности и течности со абразивни примеси. Векот на траење на овие заптивки, при правилна експлоатација, може да биде неколку илјади работни часови.

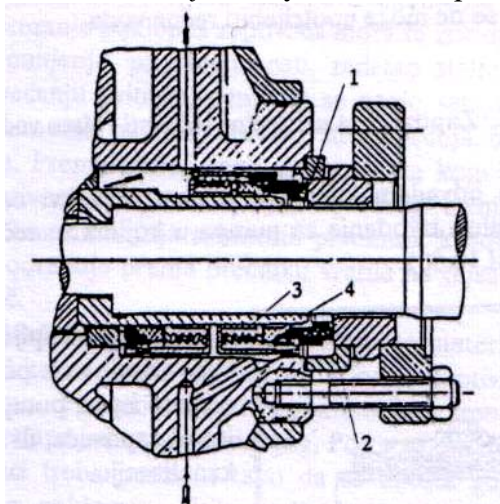
Принципот на работа на механичките заптивки е базиран на херметички склоп на две совршено глатки и рамни површини, од кои едната е подвижна, а другата врзана е за вратилото и се врти заедно со него. Взаемниот контакт на двете површини се остварува со помош на притисните елементи во кои, по правило, спаѓа една спирална пружина или неколку такви. Пумпите можат да имаат едноструки или двоструки механички заптивки. Обична механичка заптивка (или двострука), прикажана е на сликата 10.64 и се состои од четири дела. Површината на триење во оскин правец на подвижниот прстен (1) е една од површините, додека другата површина за заптивање е површината на неподвижниот прстен (2). Со обзир дека за сите работни режими на пумпата, и во режимот кога е надвор од погон, контактните површини мораат цврсто да налегнуваат една на друга, заптивката е оптеретена со сила на збивање на пружината (3).

Заптивањето на прстените може да се пренесе во оскин правец и се изведува со помош на заптивен клинест елемент (4), кој, покрај заптивањето на подвижниот прстен, исто така, служи и за остварување на еластичен спој помеѓу прстените и вратилото.

Овој еластичен спој овозможува прстенот еластично да ја изедначува безначајната деформација на вратилото, кое не е можно апсолутно точно да се центрира. Поради тоа подвижната површина се налегнува во оскин правец и се наоѓа цело време во допир со неподвижната површина на прстенот, поради што незаптивноста не може да дојде до израз.

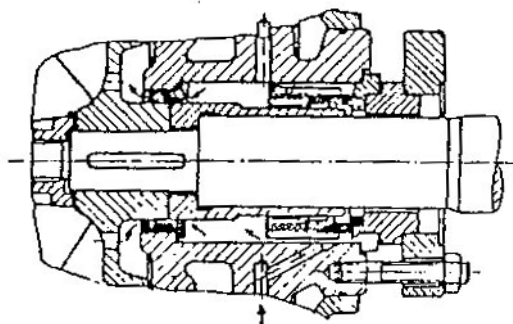
Механичките заптивки се изведуваат како прости растеретни и како двојни механички заптивки.

Простиот растеретен механички заптивач е основен тип на механички заптивач, кој има довод на работна течност од спиралата на пумпата или од потисниот цевковод на пумпната постројка. Се применува за нормален работен режим, кога температурата и останатите својства на работната течност дозволуваат одведување на течноста на начин како е илустриран со стрелка на сликата 10.62. Заптивката може да биде применета во нормални услови на експлоатација на пумпата до притисок од 30 бари.



Слика 10.64 Најчесто изведување на механички заптивач

Во случај на двојни механичен заптивач, на страната на работното коло се наоѓа неоптеретен дел на заптивката, а на страната поблиску до лежиштето се наоѓа оптеретен дел, при што двата дела на заптивката се допираат меѓусебно со своите задни страни слика 10.65. Овој тип на заптивка се применува при транспорт на опасни, врели, нечисти течности и течности, кои се одликуваат со слаба вискозност (како пропан, бутан и сл.) потоа, течности кои се склони кон полимеризација и кристализација.



Слика 10.65 Специјално изведување на механички заптивач

Можноста за протекување и капење на работната течност се исклучува, благодареејќи на хидрауличното затворање (за што можат да се искористат вода, масло итн.) при што течноста за хидрауличното затворање се доведува од независен извор, чиј работен напор мора да биде поголем за 1 бар од напорот на работната течност пред неоптеретениот дел на заптивката. При пробна работа (1-2 месеци) пумпите требаат да бидат опремени со меки заптивки, бидејќи механичките заптивки можат да бидат оштетени со нечистотијата, која ја носи работната течност со себе, а која не може да се избегне иако се употребува филтер.

11. АКСИЈАЛНИ ПУМПИ

11.1 ОПИС И ПОДЕЛБА

Аксијалните пумпи се користат за подрачје на работа на кое одговара специфичниот број на вртење во граници $n_q = 100 \div 500$. Се покажало дека за постигнување најповолни работни преформанси на пумпата, корисно е да се ограничи специфичниот број на вртење на интервал $n_q = 200 \div 300$. Аксијалните пумпи се применуваат и за брзоодност $n_q = 100 \div 200$, иако степенот на корисност е полош од соодветните дијагонални пумпи.

Карактеристика на пумпите од овој вид е во тоа што струењето во меридијанската рамнина, во областа на работното коло и задколо, има оскин правец т.е. дека радијалната компонента на апсолутната брзина е $c_r = 0$, додека меридијанската компонента на брзината на струењето $c_m = c_z$. Тоа значи дека струењата се одвиваат по коаксијални цилиндри, чија оска истовремено е и оска на вртење на работното коло слика 11.1. Поради ваквото струење порастот на притисната енергија во областа на работното коло се остварува на сметка на трансформацијата на кинетичката енергија во притисна енергија т.е. на сметка на успорување на релативната струја. Нема влијание од центрифугална сила, со обзир дека дел од течноста влегува и излегува на ист пречник.

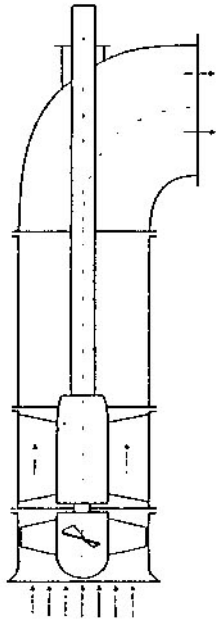
Во задколото течноста влегува по излезот од работното коло. Во него секогаш се смалува обемната компонента на апсолутна брзина, од нејзината вредност c_{2u} на излез од работното коло, до нејзино потполно гаснење, на излез од задколото. Поради ваквиот карактер на струење, во областа на работното коло и задколо, кинетичката енергија на струењето непрекинато се трансформира во притисна енергија. Дополнителен пораст на притисната енергијата може да се добие со понатамошно обликување на куќиштето на пумпата како дифузор и тоа така, да дифузорскиот профил на проточниот тракт почнува веднаш зад работното коло.

Дифузорскиот карактер на струењето кај аксијалните пумпи може да доведе до одлепување на граничниот слој од цврстите струјни површини на лопатките на работното коло и задколо и, со самото тоа, до образување на вртлог.

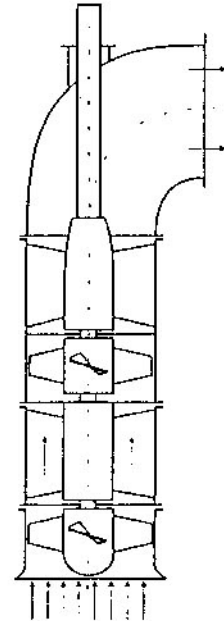
Поделба на аксијалните пумпи може да се изврши на основа на следните карактеристики: бројот на работните кола, конструкцијата на работните кола, начинот на нивното вградување и видот на работната течност.

Според бројот на работните кола аксијалните пумпи се едностепени, кога пумпата има само едно коло слика 11.1, и во ретки случаи, двостепени кога на вратилото се вградуваат две работни кола слика 11.2.

Работното коло на аксијалната пумпа се изведува од две конструктивни концепции и тоа со неподвижни работни лопатки и со подвижни односно регулациони лопатки. Во првиот случај лопатките се фиксно врзани за главчината на колото, а во другиот случај тие можат да се завртат околу својата оска кога пумпата не работи, или, ако вратилото е шупливо и ако во него и во главчината е вграден регулационен уред, тогаш тие можат да се завртат и во текот на работата. За другиот случај станува збор за Капланови пумпи. Во последно време кај современите конструкции на овие пумпи се вградува регулационо предколо (за регулирање на протокот).



Слика 11.1 Едностепенна аксијална пумпа



Слика 11.2 Двостепенна аксијална пумпа

Спрема начинот на вградување, аксијалните пумпи можат да бидат вертикални, хоризонтални и коси. Најчесто се изведуваат со вертикално вратило.

Со обзир работната течност, која струи низ аксијалните пумпи, тие можат да бидат: за чиста или загадена вода, за хемиски агресивни или абразивни течности итн.

11.2 ОПШТА КАРАКТЕРИСТИКА НА СТРУЕЊЕТО НИЗ АКСИЈАЛНОТО КОЛО

Најчесто се претпоставува дека брзините на струење на течноста во меридијанските рамнини се независни од ротационото струење. Занемарувањето на центрифугалните сили значително ја поедноставува изработката на теоретскиот модел на струење во проточниот тракт на аксијалната пумпа.

При решавање на струењето, во општ случај, се претпоставува дека струењето има оскиносиметричен карактер. Занемарувајќи го влијанието на центрифугалните сили, се претпоставува дека, во зоната на работното коло, нема струење во радијален правец т.е. $c_r = 0$ и поради тоа:

$$\bar{c} = \bar{c}_u + \bar{c}_z \quad \dots(11.1)$$

т.е. дел од течноста се движат по коаксијални површини.

Условувањето на претпоставката за потенцијалното струење во работното коло е оправдано. Од условот дека обемната компонента на ротациониот вектор

$$\omega_u = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial r} \right] \text{ и условот 11.1, се добива:}$$

$$\frac{\partial c_z}{\partial r} = 0, c_z = const. \quad \dots(11.2)$$

т.е. исполнет е условот: $c_m = c_z$.

Според тоа, потенцијалното струење во осна пумпа истовремено е и струење со константа брзина.

Со обзир на вредноста на компонентите на ротациониот вектор во радијален $\omega_r = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\partial c_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial(r \cdot c_u)}{\partial z} \right]$ и оскин правец $\omega_z = \frac{1}{2 \cdot r} \cdot \left[\frac{\partial(r \cdot c_u)}{\partial r} - \frac{\partial c_r}{\partial \varphi} \right]$, и претпоставајќи дека е исполнет условот на оскиносиметричноста $\frac{\partial c_u}{\partial \varphi} = \frac{\partial c_z}{\partial \varphi} = \frac{\partial r}{\partial \varphi} = 0$, следува дека струењето се одвива по законот на слободен вртлог (потенцијално виорно струење):

$$\frac{\partial(r \cdot c_u)}{\partial r} = 0, r \cdot c_u = const. \quad \dots(11.3)$$

При оскин влез на лопатките на работното коло, ($c_{u1} = 0$) и $c_{r1} = 0$, од изразот 11.3 следува ставот дека напорот и циркулацијата на брзината, долж радиусот зад колото, се константи:

$$\Gamma_{(r)} = const.; H_{(r)} = const. \quad \dots(11.4)$$

Меѓутоа, практично, условот 11.4 скоро никогаш не е исполнет, бидејќи циркулацијата малку се зголемува во зоната на главчината, а значително на периферија на лопатките, што доведува до просторен карактер на струењето. Со цел на поедноставување на пресметката, во пракса се користи условот 11.4, применет за рамнинско струење.

Воведувајќи во пресметката вредност за циркулација на лопатката (Γ_l) може да се определи теоретскиот напор на аксијалната пумпа:

$$H_{k\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g} = \frac{\omega}{g} \cdot (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) = \Gamma \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi \cdot g}$$

$$H_{k\infty} = \Gamma_l \cdot \frac{z \cdot \omega}{2 \cdot \pi \cdot g} \quad \dots(11.5)$$

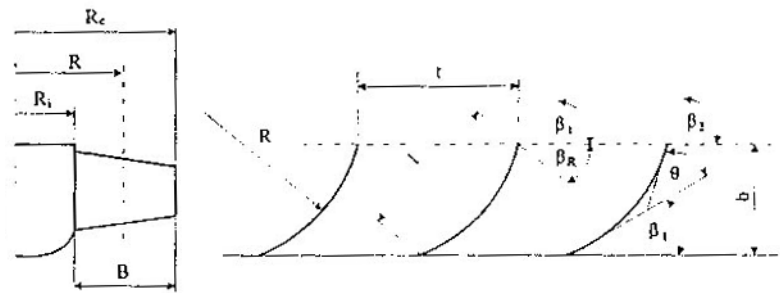
каде: z - број на лопатки на работно коло.

Теоретскиот напор на аксијалната пумпа зависи од придружните вртлози околу профилот на лопатките. Осните вртлози немаат влијание на напор $H_{k\infty}$, иако условува некое релативно струење на течнота во меѓулопаткиниот (работен) канал.

11.3 ПРАВА РЕШЕТКА НА ПРОФИЛОТ НА РАБОТНИТЕ ЛОПАТКИ НА АКСИЈАЛНА ПУМПА

Проучувањето на струењата низ колото на турбопумпата во голема мера се олеснува, ако патеката на флуидните делови и контури на лопаткиниот профил се преставаат во рамнина. Тоа се постигнува со пресликување на осносиметричната струјна површина во рамнина. Со обзир дека, кај аксијалната пумпа, струјните површини се коаксијални цилиндри, пресликување се изведуваат со расекување на една струјна површина на радиус R по изводница и развивање во рамнина, слика 11.3. На тој начин секоја струјна површина, определена со цилиндар со радиус R , подредува соодветна рамнинска струјна слика. Лопатките на колото, кои најчесто се изведуваат во облик на аеродинамички профил, се

оцртуваат во рамнинската слика како прав, периодичен, ред на идентични контури.

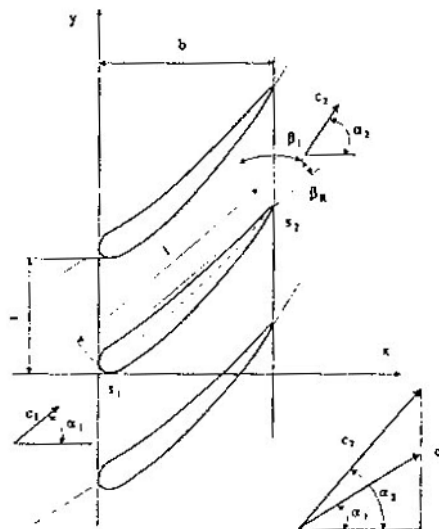


Слика 11.3 Геометриски параметри на основото коло

Со продолжување на вака добиената слика на една и друга страна во бесконечност, се добива права решетка на профилот слика 11.4.

Рамнинската решетка, составена од профилот на лопатката на работното коло, со посредство на цилиндричниот пресек на произволен радиус R , се карактеризира со следните параметри:

- чекор на решетката $t = \frac{2 \cdot R \cdot \pi}{z_k}$ кој претставува растојание помеѓу два соседни профили, мерено по оската на решетката,
- z_k -број на профилите во решетката (еднаков на бројот на лопатките во работното коло),



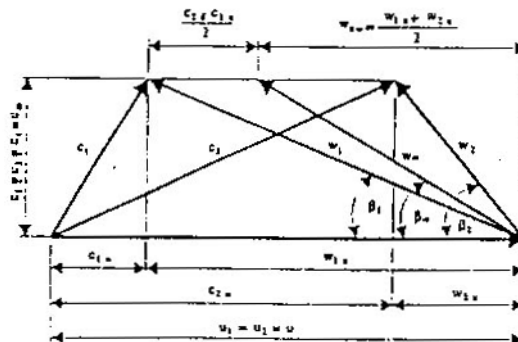
Слика 11.4 Параметри на права решетка на профилот на работните лопатки на осна турбина

- скелет или средна линија на профилот во решетката е, геометриско место на центрите на круговите впишани во профилот,
- тетива на профилот е права, која ги спојува чело и опашот на профилот, т.е. почеток или крај на скелетни профили, l е должина на тетивата на профилот,
- релативен чекор на решетката $t = t/l$,
- густината на решетката е реципрочна вредност на релативниот чекор на решетката: $\tau = 1/t$,

- брзината на движење на решетката во рамнината е, по бројна вредност, еднаква на обемната брзина на работното коло на местото на развивање т.е. пресек на радиус R , ($u = R \cdot \omega$), а во првата профилна решетка тоа е преносна (обемна) брзина,
- оската на решетката е права чиј правец се поклопува со правецот на обемната (преносна) брзина u ,
- агол на тетивата на профил β_t е агол помеѓу тетивата и оската на решетка на профилот,
- ширина на решетката $b = l \cdot \sin \beta_t$,
- агли на тангентата на средната линија помеѓу профилот и оската на решетка β_1, β_2
- агол на решетка β_r , е агол помеѓу нормалата на тетивата на профилот и оската на решетката и еднаков е на $\beta_r + \beta_t = 90^\circ$.

Права решетка остварува трајна промена на струјното поле предводејќи го рамнинското струење пред решетката дефинирано со брзините c_1 и аголите спрема нормалата на оската на решетката α_1 во друго рамнинско струење зад решетките, определено со брзините c_2 и аглиите α_2 , слика 11.4.

Бидејќи $u_1 = u_2 = u$ и $c_{1z} = c_{2z} = c_z$, триаголниците на брзина, пред и зад решетката, можат да се нацртаат заедно слика 11.5.



Слика 11.5 Триаголници на брзина пред и зад решетката

Векторски полусбир на релативните брзини на струењето на влез и излез од работното коло $w_\infty = \frac{(w_1 + w_2)}{2}$, во теоријата на права профилна решетка кај турбомашините, се вика бескрајна релативна брзина w_∞ (која во аеродинамиката важи за брзина на опструјување на осамен профил) :

Од сликата 11.4 се гледа дека:

$$w_\infty = \sqrt{c_z^2 + \left(u - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2}\right)^2} \quad \dots(11.6)$$

а аголот β_∞ кој го затвора нејзиниот правец со тетивата на профилот во решетката:

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{c_m}{u - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2}} \quad \dots(11.7)$$

Ако струењето пред работното коло е со брзина $c_{1u} = 0$, важи:

$$w_\infty = \sqrt{c_z^2 + \left(u - \frac{c_{2u}}{2}\right)^2}; \operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{c_m}{u - \frac{c_{2u}}{2}} \quad \dots (11.8)$$

Теорискиот напор H_k , односно единичната работа на колото Y_k на аксијалната пумпа со радиус R , се определува кога во Ојлеровата равенка ќе се внесе смена $u_1 = u_2 = u$:

$$H_{k\infty} = \frac{u}{g}(c_{2u} - c_{1u}) = \frac{u \cdot \Delta c_u}{g}; Y_{k\infty} = u \cdot \Delta c_u \quad \dots (11.9)$$

и ако е $c_{1u} = 0$, ќе биде:

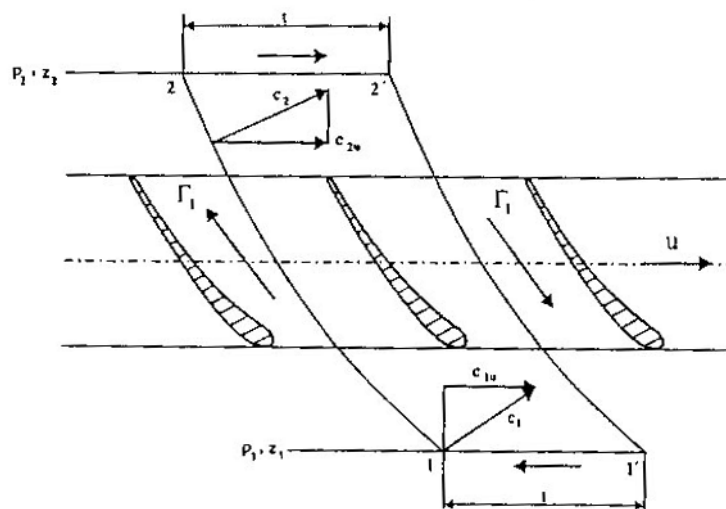
$$H_{k\infty} = \frac{u \cdot c_{2u}}{g}; Y_{k\infty} = u \cdot c_{2u}; \quad \dots (11.10)$$

Со бозир дека кај аксијалните пумпи: $c_{2u} - c_{1u} = w_{1u} - w_{2u} = \Delta c_u = \Delta w_u$ може да се напише:

$$H_{k\infty} = \frac{u \cdot \Delta c_u}{g} = \frac{u \cdot \Delta w_u}{g}; Y_{k\infty} = u \cdot \Delta w_u; \quad \dots (11.11)$$

Равенките 11.9 и 11.10 претставуваат еден од облиците на основна равенка за аксијални турбомашини.

Напорот $H_{k\infty}$ може да се претстави преку циркулацијата на брзината околу лопатката Γ_1 (слика 11.6). За оваа цел треба да се формира затворена контура околу профилот на решетката, која ја образуваат две струјни линии 1-2 и 1'-2' кои се наоѓаат на чекорот $t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{z_k}$ и две линии 2'-2 и 1'-1 паралелни со оската на решетката.



Слика 11.6 Пресметување на циркулацијата на брзината околу лопатка

За насока на циркулацијата на брзина се зема насоката на часовникот. Циркулацијата на брзината долж струјницата 1-2 еднаква е на циркулацијата на брзината на делот 2'-1', но со спротивен смер, така да меѓусебно и взаемно се

поништуваат. Поради ова циркулацијата на брзината околу контурите на профилот еднаква е на збирот на циркулацијата на брзината по линиите 2-2' и 1-1' од каде следи:

$$\Gamma_l = t \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = \frac{2 \cdot R \cdot \pi}{z_k} \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \quad \dots (11.12)$$

Ако равенката 11.12 се помножи и подели со аголната брзина ω и се воведи $u = R \cdot \omega$, се добива:

$$\Gamma_l = \frac{2 \cdot \pi \cdot u}{z_k \cdot \omega} \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \quad \dots (11.13)$$

Циркулацијата на брзина на колото Γ_k околу сите профили во права решетка изнесува:

$$\Gamma_k = z_k \cdot \Gamma_l = \frac{2 \cdot \pi \cdot u}{\omega} \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \quad \dots (11.14)$$

Со обзир на равенката 11.9, равенката 11.14 преоѓа во:

$$\Gamma_k = \frac{2 \cdot \pi \cdot g \cdot H_{k\infty}}{\omega} = \frac{2 \cdot \pi \cdot Y_{k\infty}}{\omega} \quad \dots (11.15)$$

Со обзир дека $Y_{k\infty} = g \cdot H_{k\infty}$, или :

$$H_{k\infty} = \frac{\omega \cdot \Gamma_k}{2 \cdot \pi \cdot g} = \frac{\omega \cdot z_k \cdot \Gamma_l}{2 \cdot \pi \cdot g} \quad \dots (11.16)$$

11.4 ПРЕСМЕТКА НА ОСНОВНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО

Основни податоци за пресметка на аксијална пумпа се: проток Q , напор H и брзина на вртење n . Со задавање на брзината на вртење однапред се предодредува специфичниот број на вртење, односно дозволената висина на всисување на пумпата. Често со проектна задача, се дава саканата висина, која пумпата треба да ја оствари, а од тој услов се пресметува потребната брзина на вртењето.

Во првиот чекор се определува основен геометриски параметар на работното коло, после што се пристапува кон детална пресметка и конструкција на лопатката. За определување на надворешниот пречник D_e , и пречникот на главчината D_i , неопходно е да се знае осната брзина пред влезот во работното коло c_z .

Осната брзина, со која течноста дотекува во колото, се бира емпириски. За тоа е подесен образецот кој го дава Pfelderer [57]:

$$c_z = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot Y} \quad \dots (11.17)$$

со коефициент на влезна брзина:

$$\varepsilon = (0,29...0,58) \cdot \left(\frac{n_q}{100} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \dots(11.18)$$

може да се користи и образецот, кој го препорачува Lomakin [47]:

$$c_z = (0,06...0,08) \cdot \sqrt{n^2 \cdot Q}, n(\text{min}^{-1}) \quad \dots(11.19)$$

Rudnev го препорачува следната формула:

$$c_z = (0,92 \div 1,23) \cdot \sqrt[3]{Q \cdot n^2}, n(s^{-1}) \quad \dots(11.20)$$

Релативниот пречник на главчината (m) е определен со однос на пречникот на главчината D_i и колото D_e (слика 11.7) и изнесува:

$$m = \frac{D_i}{D_e} = 0,4...0,6 \quad \dots(11.21)$$

Помала вредност одговара на поголема брзоодност n_q .

Во случај на аксијална пумпа со подесиви лопатки на работно коло, треба за исто n_q да се усвои нешто поголемо m , поради можноста за сместување на механизам за завртување на лопатките.

Протокот низ колото се определува спрема образецот слика 11.7:

$$Q_k = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2) \cdot c_z = \frac{\pi}{4} \cdot D_e^2 \cdot (1 - m^2) \cdot c_z \quad \dots(11.22)$$

надворешниот пречник на колото:

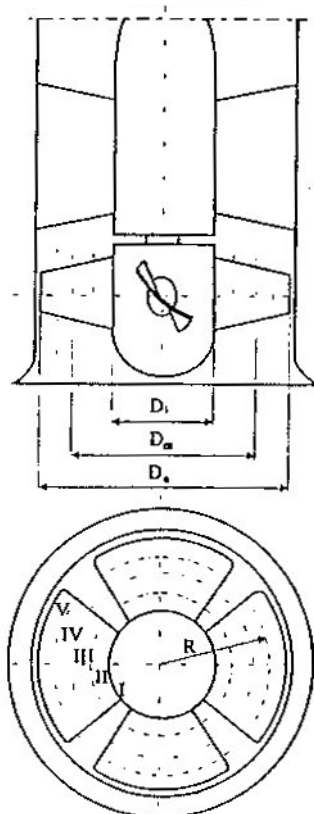
$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_k}{\pi \cdot c_z \cdot (1 - m^2)}} \quad \dots(11.23)$$

Протокот низ колото е поголем од протокот низ пумпата за 5 до 15 % (проценти) поради волуменските загуби:

$$Q_k = (1,05...1,15) \cdot Q \quad \dots(11.24)$$

После пресметување на пречникот на колото (D_e) се усвојува поголема стандардна вредност, а исто важи и за пречникот на главчината (D_i).

Бројот на лопатките е 3 до 5, при што помалиот број одговара на поголема специфична брзина на вртење n_q . Избор на бројот на лопатките треба да се усогласи со релативниот чекор на решетката $\frac{t}{l}$, кој треба да обезбеди оптимален степен на корисност на пумпата.



Слика 11.7 Пресметка на параметрите на работното коло на осна пумпа

Работата на колото Y_k , по дефиниција има вредност:

$$Y_k = \frac{Y}{\eta_k} \quad \dots(11.25)$$

За аксијална пумпа се претпоставува дека степенот на корисност на колото е $\eta_k = 0,88 \div 0,94$ и дека има иста вредност долж сите струјници. Пресекот на лопатките кај главчината јакостно се проверува. Се препорачува максималната дебелина (за челик кој не рѓосува) да се определи спрема изразот:

$$\delta_{\max} = (0,012 \div 0,015) \cdot D_e \cdot \sqrt{H_{\max}} \quad \dots(11.26)$$

каде: $H_{\max} = 1,5 \cdot H$

Дебелината на лопатките од главчината спрема куќиштето на пумпата треба да се смалува со блага промена.

Во оваа прилика се анализира пресметката на некои основни димензии на лопатките. Се разгледуваат само неколку цилиндрични пресеци на лопатките на различни радиуси R и при тоа се определуваат карактеристични параметри кои одговараат на прави профилни решетки. Обично се анализираат пет пресеци: кај главчината (I), куќиштето (V), средниот (III) и два помеѓу нив (II и IV) слика 11.7.

За среден пресек (III) се зема пресекот кој го дели активниот проточен пресек на два еднакви делови, помеѓу главчината и куќиштето, од каде соодветниот среден пречник е:

$$D_m = \sqrt{\frac{D_e^2 + D_i^2}{2}} = D_e \cdot \sqrt{\frac{1 + m^2}{2}} \quad \dots(11.27)$$

често се усвојува дека е приближно: $D_m = D_e + \frac{D_i}{2}$

Ако активниот проточен пресек е цилиндричен, тогаш оската компонента на брзината пред и зад работното коло е иста. Во меѓулопаткиниот канал $c_{zk} > c_z$, поради смалување на проточниот пресек од дебелината на лопатката. При тоа:

$$c_{zk} = k \cdot c_z,$$

каде е k -коэффициент на стеснување на попречниот пресек. За пресек на главчината $k = 1,1 \dots 1,5$, а на куќиштето $k = 1,03 \div 1,08$.

Коефициентот на смалување на проточниот пресек може да се определи по изразот:

$$k = \frac{1}{1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{\delta_{\max}}{3 \cdot t \cdot \sin \beta_i}} = \frac{1}{1 - \frac{A}{t \cdot l \cdot \sin \beta}} \quad \dots (11.28)$$

каде е:

A - површина на попречен пресек на лопатките

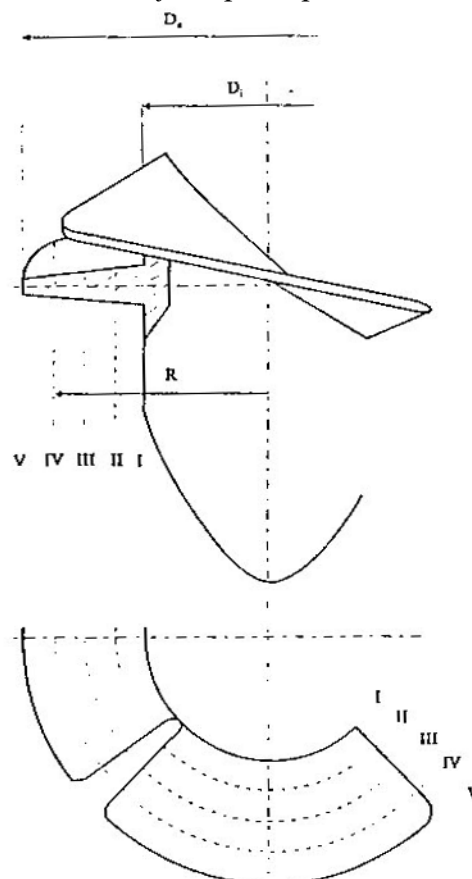
t - чекор на лопатките во решетката

l - должина на тетивата на профилот на лопатките

δ_{\max} - максимална дебелина на профилот

β_i - агол помеѓу тетивите на профилот и оските на решетката

По завршеување на пресметката треба да се провери, по равенката 11.28, вредноста на коефициентот k за секој избран пресек.



Слика 11.8 Димензионирање на пресекот на лопатката на осно коло

При пресметката на соодветните параметри на профилот за поединечни пресеци се зема дека секој пресек треба да обезбеди остварување на ист напор H т.е. $H_{(r)} = const$. Поради тоа е потребно да се пресмета теорискиот напор на колото ($H_k = Y_k / g$)

Од изразот 11.9 следува:

$$c_{2u} = \frac{g \cdot H_k}{u} + c_{iu} \quad \dots (11.29)$$

каде: $u = 2 \cdot R \cdot \pi \cdot n$

Брзината на влезот c_{iu} зависи од начинот на доведување на течноста до работното коло. Во случај течноста да доаѓа во работното коло без виор и по најкраток пат ($c_{iu} = 0$) следува:

$$c_{2u} = \frac{g \cdot H_k}{u} = \frac{Y_k}{u} \quad \dots (11.30)$$

Од изразот 11.6 и 11.8 се определува фиктивната брзина во бесконечност w_∞ , а од 11.7 и 11.8 аголот на брзината w_∞ .

Од троаголникот на брзина слика 11.5 се определуваат аглиите β_1, β_2 на влезот и излезот од работното коло спрема равенката:

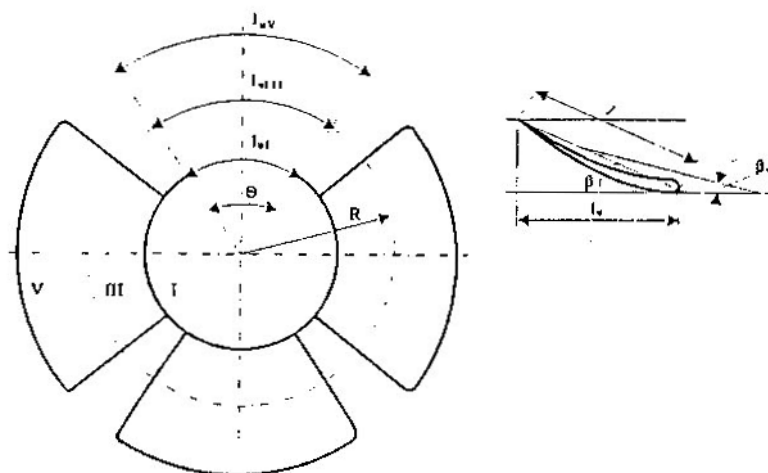
$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_z}{u - c_{iu}}; \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_z}{u - c_{2u}} \quad \dots (11.31)$$

По пресметувањето на аглиите на релативната брзина на флуидната струја на влезот и излезот β_1, β_2 се определува соодветното занесување на струењето, кое може да го оствари работното коло ($\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$).

Во поглед на скренување и одлепување на флуидната струја од профилот, најзагрозен е пресекот на лопатката до главчината. За останатите пресеци оваа опасност е многу помала, што зависи од работниот режим. Пресекот до куќиштето е најнеповолен на појава на кавитација, бидејќи тука брзината на опструјување на профилот е најголема.

Обично се смета дека ортогоналната проекција на лопатката зафаќа централен агол θ (слика 11.9). Во тој случај должината на тетивата на профилот на лопатките во таа проекција l_u е нормална на обемната брзина, и тоа е:

$$l_u = l \cdot \cos \beta \cong l \cdot \cos \beta_\infty \quad \dots (11.32)$$



Слика 11.9 Профилирање на работна лопатка во ортогонална проекција

По пресметувањето на релативниот чекор на решетката $\bar{t}_l = \left(\frac{t}{l}\right)_l$ кај главчината и чекорот $t_l = \frac{2 \cdot R_1 \cdot \pi}{z_k}$, може да се определи должината на тетивата на профилот $l_t = \frac{\bar{t}_l}{t}$ и секако $l_{ul} = l_1 \cdot \cos \beta_\infty$. Кога ќе се определи централниот агол θ се определува и должината l_u и соодветната должина на тетивата на профилот.

За останатите пресеци, се вклучува го пресекот до куќиштето на пумпата, постапката се повторува така да за секој чекор на решетката $t_l = \frac{2 \cdot R_1 \cdot \pi}{z_k}$ се определува релативниот чекор $\bar{t} = \left(\frac{t}{l}\right)$.

Во ортогонална проекција на лопатката од главчината кон куќиштето, централниот агол се смалува. Релативниот чекор $\bar{t} = \left(\frac{t}{l}\right)$, односно густината на решетката $\tau = \frac{t}{l}$ треба да се менува благо, по радиусот од главчината спрема пресекот кај куќиштето на пумпата.

За точно определување на релативниот чекор $\bar{t} = \left(\frac{t}{l}\right)$, за секој пресек на лопатките се определува теорискиот коефициент на силата на узгон F_{yr} , за да се обезбеди сигурност во работата на избраната решетка, поради можното образување на граничен слој, бидејќи низ решетката струи вискозна течност. Поради ова се определува теориски коефициент на силата на узгон (ξ_{yr}) по изразот:

$$\xi_{yr} = \frac{t}{l} \cdot 2 \cdot \sin \beta_\infty \cdot \frac{\Delta c_u}{c} \quad \dots (11.33)$$

Вредноста на реалниот коефициент на силата на узгонот ξ_{yr} на права профилна решетка се определува со помош на изразот:

$$\xi_{yr} = \frac{t}{l} \cdot \frac{2 \cdot g \cdot H_k \cdot c_z}{w_\infty^2 \cdot u} \cdot \frac{\cos \varepsilon}{\cos(\beta_\infty + \varepsilon)} \quad \dots (11.34)$$

Во изразот (11.34) обично се зема дека $\varepsilon = 1 \div 2^\circ$. За добар избор на решетката на профилот се проверува избраната вредност за ε како и коефициентот на стеснување на проточниот пресек поради дебелината на лопатката.

За да може со сигурност пумпата да ги оствари бараните работни параметри, покрај одредување на габаритот на работното коло, бројот на лопатките, како и потребниот коефициент на силите на узгонот, на профилите во решетката, во поединечни пресеци, потребно е да се пресметаат поединечни профили.

11.5 ПРЕСМЕТКА НА ЗАДКОЛОТО ПО МЕТОД НА УЗГОНСКИ СИЛИ

Во струјниот простор на осната пумпа зад работното коло се вградува спроводен апарат или задколо, кое најчесто се изведува како дифузор.

Задколото со лопатки или спроводниот апарат може да се пресмета по метод на узгонски сили. Во тој случај неопходно е, претходно, да се определи кинематиката на струењето на влезот и излезот од решетката на задколото. Пресметката на задколото се изведува на ист начин како за работно коло.

Се претпоставува задколо со константни проточни пресеци на струењето кој истовремено е, еднаков со проточниот пресек на струењето низ работното коло. Во тој случај аксијалната компонента на апсолутна брзина c_{z0} до и зад решетката на задколото, е еднаква на брзината до и зад решетката на работното коло. Поради стеснување на ефективниот проточен пресек поради дебелината на лопатките на задколото, аксијалната компонента на апсолутна брзина во решетката, незнатно ќе порасне и ќе биде еднаква:

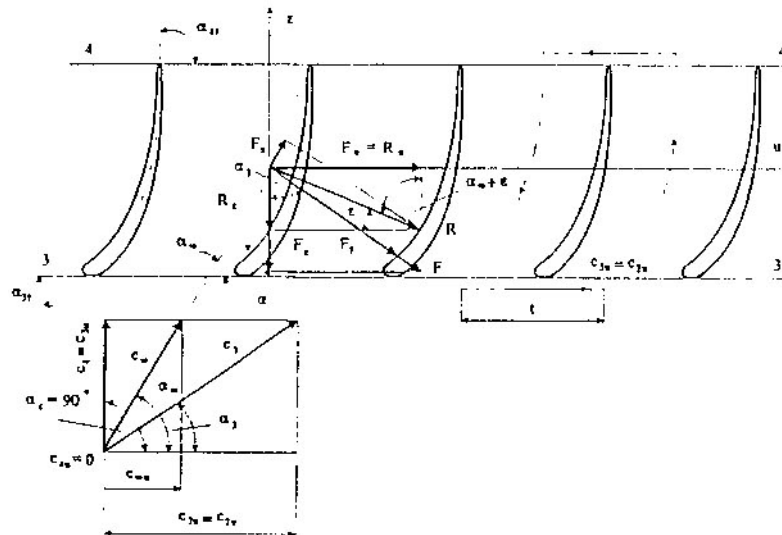
$$c_z = k \cdot c_{z0} \quad \dots(11.35)$$

каде: k - коефициент на стеснување на проточниот пресек, кој обично има вредност $k = 1,05 \div 1,10$, за пресек до главчината и $k = 1,02 \div 1,05$ за пресек кај куќиштето на пумпата.

На влезот во решетката на задколото, обемната компонента на апсолутната брзина c_{3u} е еднаква на брзина на излезот од работното коло т.е. $c_{2u} = c_{3u}$. При излезот од задколото, поради аксијалното истекување е $c_{4u} = 0$. На слика (11.10) се прикажани векторите на апсолутните брзини c_3, c_4 на влезот (3-3) и излезот (4-4) од решетката на задколото, како и векторот на фиктивната бескрајна брзина на струење c_∞ и соодветниот нападен агол α_∞ :

$$c_\infty = \sqrt{c_z^2 + \left(\frac{c_{2u}}{2}\right)^2} \quad \dots(11.36)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_\infty = \frac{c_z}{\left(\frac{c_{2u}}{2}\right)} = \frac{2 \cdot c_z}{c_{2u}} \quad \dots(11.37)$$



Слика 11.10 Модел на струење во задколо на осна пумпа

Силите кои дејствуваат на профилот во решетката на задколото слика 11.10 можат да се одредат на начин, како што веќе е кажано во поглавјето 11.4, по повод пресметувањето на параметрите на работното коло. Имено, потребно е во овој случај во изразите за соодветната сила на профилот, да се замени брзината w_∞ со c_∞ , а аголот β_∞ со аголот α_∞ .

Проекција на резултантната сила F_u на правецот на оската на решетката:

$$F_u = \rho \cdot c_z \cdot \Gamma_l = \rho \cdot c_z \cdot t \cdot c_{2u} \quad \dots(11.38)$$

каде е: Γ_l - циркулација на брзината околу профилот на лопатките на задколото во решетката (слика 11.10) еднаква е на:

$$\Gamma_l = t \cdot (c_{2u} - 0) = t \cdot c_{2u} \quad \dots(11.39)$$

Од друга страна може да се напише:

$$F_u = F_y \cdot \frac{\sin(\alpha_\infty + \varepsilon)}{\cos \varepsilon} \quad \dots(11.40)$$

Ако се изедначат десните страни на равенките 11.38 и 11.40 и добиената равенка се реши по чекорот t , се добива:

$$t = \frac{F_y \cdot \sin(\beta_\infty + \varepsilon)}{\rho \cdot c_z \cdot c_{2u} \cdot \cos \varepsilon} \quad \dots(11.41)$$

Силата на узгонот кај задколото со непокретни лопатки се дефинира на ист начин како и кај покретните решетки на колото, со таа разлика што овдека егзистира апсолутна брзина, значи:

$$F_y = \xi_{yr} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_\infty^2 \cdot l \quad \dots(11.42)$$

од каде следи:

$$\xi_{yr} \cdot l = \frac{2 \cdot F_y}{\rho \cdot c_\infty^2} \quad \dots(11.43)$$

каде ξ_{yr} - коефициент на силата на узгонот на профил во решетката на задколото.

После средување на изразите во равенките (11.41) и (11.43) конечно се добива:

$$\xi_{yr} \cdot l = 2 \cdot \frac{\sin 2\alpha_\infty \cdot \cos \varepsilon}{\sin(\alpha_\infty + \varepsilon)} \quad \dots(11.44)$$

каде е:

$$\cos \alpha_\infty = \frac{c_{2u}}{2 \cdot c_\infty} \quad \text{или} \quad 2 \cdot \cos \alpha_\infty = \frac{c_{2u}}{c_\infty} \quad .$$

Од (11.44) следува:

$$\xi_{yr} = \frac{t}{l} \cdot \frac{2 \cdot \sin 2\alpha_\infty \cdot \cos \varepsilon}{\sin(\alpha_\infty + \varepsilon)} \quad \dots(11.45)$$

Теорискиот коефициент на силата на узгонот е:

$$\xi_{yr} = 4 \cdot \frac{t}{l} \cdot \cos \alpha_\infty \quad \dots(11.46)$$

Од триаголниците на брзина, кои е дадени на слика 11.10 следува односот:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_z}{c_{3u}} \quad \dots(11.47)$$

при што се зема дека е: $\alpha_4=90^\circ$, $c_{4u}=0$

Струјното скренување во задколото во тој случај е:

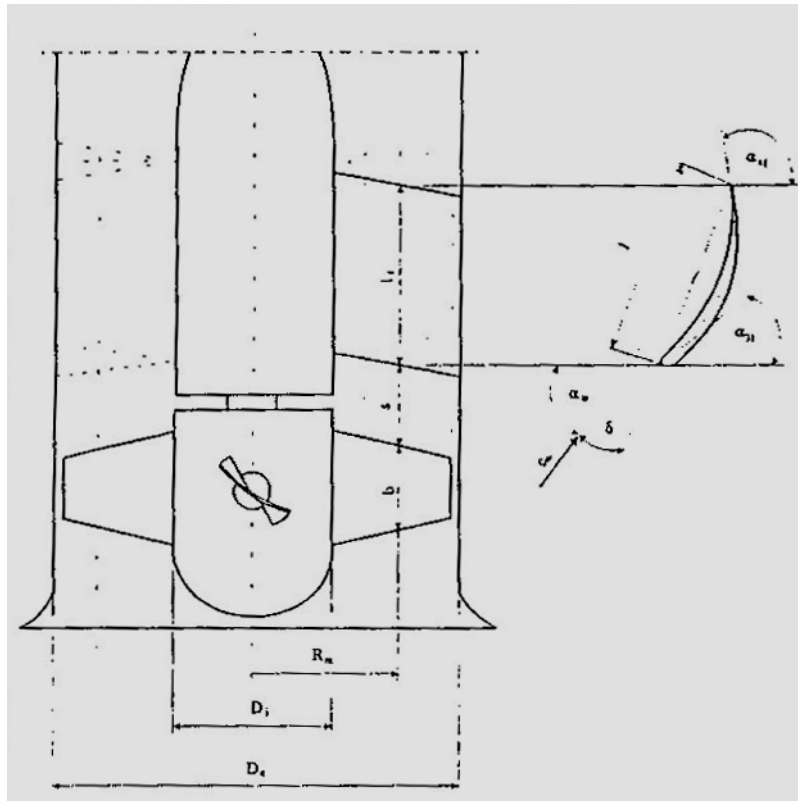
$$\Delta \alpha = \alpha_4 - \alpha_3 = 90 - \alpha_3 \quad \dots(11.48)$$

По определување на $\Delta \alpha$ и α_4 се определува и релативниот чекор на решетката на задколото $\bar{t} = \left(\frac{t}{l} \right)$, а со помош на \bar{t} и α_∞ неопходно е да се определи

теоретскиот коефициент на силата на узгонот за профил во решетката $\xi_{yt}=f(t, \alpha_\infty)$, кој треба да биде еднаков или помал од коефициентот кој се добива со пресметка по изразот (11.45).

Бројот на лопатките на задколото на аксијалната пумпа треба да биде $z = z_k + (2 \div 6)$, каде z_k е број на лопатките на работното коло. Обично се зема дека бројот на лопатките на задколото е поголем или помал од бројот на лопатките на работното коло. Малиот број на лопатките на работното коло одговара на мал број на лопатки на задколото, што е во функција од n_q .

Осно растојание s помеѓу работно коло и задколо обично се усвојува и изнесува $s = (0,4 \div 0,5) \cdot b$, каде b - висина на лопатките на работното коло во меридијанска рамнина (слика 11.11). Лоптката на задколото може да биде и со константна должина во меридијанска рамнина (l_z) кај различни радиуси r (сл.11.11), бидејќи растојанието s е приближно еднакво по радиусот. Меѓутоа должината (l_z) често се усвојува дека е променлива по радиус, со тоа да може излезниот раб да биде дури и закривен. На средниот полупречник R_m должината на лопатките може да биде $l_z = (0,3 \div 0,9) \cdot D_e$. Помалата должина l_z одговара на поголем број на лопатки на задколото.



Слика 11.11 Профилирање на лопатките на задколото во меридијанска проекција