

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Небојша М Јуришевић

**Методологија избора и одређивања основних
димензија турбина МХЕ**

мастер рад

Крагујевац, 2013.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Обновљиви извори енергије 2

Број индекса: 367/2011

Небојша М Јуришевић

**Методологија избора и одређивања основних
димензија турбина МХЕ**

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. др Душан Гордић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Резиме

У овом мастер раду се анализира структура и функционисање две акционе, Пелтонове и Банки, и две реакционе, Франсисове и Капланове, турбине за мале хидроелектране, са посебним освртом на димензионисање основних елемената ових турбина.

Увод, општа дефиниција и подела малих хидроелектрана су представљени у првом поглављу рада. У другом су дате опште напомене неопходне за разумевање анализираних проблема.

Принцип рада Пелтонове, Банки, Франсисове и Капланове турбине, са резултатима димензионисања основних елемената за конкретне случајеве је приказан у трећој, четвртој, петој и шестој глави, респективно.

Математички прорачуни су рађени у софтверском пакету *MathCad*. Детаљи прорачуна су приложени уз рад.

Кључне речи: Мале хидроелектране, Пелтон турбина, Каплан турбина, Банки турбина, Франсис турбина, избор и димензионисање турбина

Abstract

Mechanical structure and functioning principles of two action turbines, Pelton and Banki, and two reaction turbines, Francis and Kaplan, for small hydro power plants are presented in this Master thesis, with a special review of the design of main turbine elements.

An introduction, main definition and division of small hydro power plants are given in the first chapter of this thesis. General references required for understanding of analyzed problems are given in the second chapter.

Functioning principles of Pelton, Banki, Francis, and Kaplan turbines with reviews of the design of main elements are given in the third, fourth, fifth and the sixth chapter, respectively.

Mathematical calculations have been performed in *MathCad* software. Calculation details are attached to this work.

Key words: Small hydro power plants, Pelton turbine, Banki turbine, Francis turbine, Kaplan turbine, turbines, selection and design of a turbine

Садржај:

1.0. Увод	2
1.1. Мале хидроелектране	2
1.2. Конструкција малих хидроелектрана	3
2.0. Основи теорије водних турбина	5
2.1. Коришћење енергије воде у природи	5
2.2. Јединична енергија или јединични рад	5
2.2.1. Јединични рад код турбина	6
2.2.1.1. Јединични рад код акцијских турбина	8
2.2.1.2. Јединични рад код реакцијских турбина	9
2.3. Хидраулични степен корисности	11
2.4. Реакцијске особине воденог тока	12
2.5. Акционе особине воденог тока	14
2.6. Основне једначине	16
2.6.1. Момент сила у непокретном каналу	16
2.6.2. Момент сила у обртном каналу	17
2.6.3. Троуглови брзина	18
2.6.4. Ојлерова енергијска једначина за водне турбине	21
2.6.5. Други облик Ојлерева једначине	22
2.6.6. Теорија сличности за водне турбине	23
2.6.6.1. Механичка сличност	23
2.6.6.2. Параметри сличних машина	24
2.6.6.3. Јединични параметри турбина	25
2.6.6.4. Специфична учестаност обртања	26
2.6.6.5. Прорачун степена корисности сличних турбина	27
2.7. Критичне појаве у турбомашинама	28
2.7.1. Појам кавитације	28
2.7.2. Кавитацијска резерва турбине	32
2.7.3. Кавитацијска резерва постројења хидрауличне турбомашине ...	33
2.7.3.1. Кавитацијска резерва турбинског постројења	33
2.8. Улога херметичких оклопа и дифузора (сифона) при размени рада у хидрауличним машинама	34
3.0. Пелтонове турбине	35
3.1. Увод	35
3.2. Хоризонталне Пелтонове турбине	37
3.3. Вертикалне Пелтонове турбине	39
3.4. Основне компоненте и њихова функција	40
3.4.1. Радно коло	40
3.4.2. Вратило	43
3.4.3. Радијални лежајеви	43
3.4.4. Разводник	44
3.4.5. Инјектор	45
3.4.6. Дефлекторски механизам	46

3.4.7. Кућиште турбине	47
3.5. Контролне мере	47
3.5.1. Радно коло	48
3.5.2. Главни инјектор са игластим сервомотором	48
3.5.3. Заптивни прстен на дефлектору	49
3.5.4. Филтер	49
3.6. Инструменти за надзор	49
3.7. Склапање и расклапање	49
3.8. Димензионисање главних елемената Пелтонове турбине	50
3.9. Резултати димензионисања за конкретан случај	57
4.0. Банкијева турбина	58
4.1. Подела Банки турбина	60
4.1.1. Конзолна Банки турбина	60
4.1.2. Отворена Банки турбина	61
4.2. Димензионисање главних елемената Банкијеве турбине	63
4.3. Резултати димензионисања за конкретан случај	67
5.0. Францицова турбина	68
5.1. Хоризонталне Франсисове турбине	69
5.2. Вертикалне Франсисове турбине	70
5.3. Основне компоненте и њихова функција	72
5.3.1. Спирално кућиште	73
5.3.2. Каскаде покретних лопатица	73
5.3.3. Поклопци турбине	73
5.3.4. Лабиринти	73
5.3.5. Радно коло	74
5.3.5.1. Хидраулична решења за радна кола	75
5.3.6. Турбинско вратило и лежајеви	78
5.3.7. Заптивач вратила	79
5.3.8. Регулациони механизам	80
5.4. Контрола стања	82
5.5. Инструменти за надзор	83
5.6. Монтажа и демонтажа	83
5.7. Димензионисање главних елемената Франсисове турбине	84
5.8. Резултати димензионисања за конкретан случај	93
6.0. Капланова турбина	94
6.1. Увод	94
6.2. Конфигурација Капланових турбина	94
6.3. Конструкција хидроенергетског постројења са Каплановом турбином ...	97
6.4. Конструкција Капланове турбине	97
6.5. Главне компоненте и њихова функција	99
6.5.1. Спирално кућиште	99
6.5.2. Каскаде покретних лопатица	100
6.3.5. Поклопци	101

6.5.4. Радно коло	102
6.5.5. Сервомотор за закретање лопатица радног кола	105
6.5.6. Регулациони механизам покретних лопатица	106
6.5.6.1. Коопреација у управљању лопатица преткола и радног кола	106
6.5.7. Комора радног кола	106
6.5.8. Турбинско вратило	107
6.5.9. Лежајеви турбине	107
6.5.10. Заптивна кутија вратила	108
6.5.11. Одводна цев	109
6.6. Контрола стања	109
6.7. Инструменти за надзор	110
6.8. Монтажа и демонтажа	110
6.9. Димензионисање главних елемената Капланове турбине	111
6.10. Резултати димензионисања за конкретан случај	116
7.0. Закључак	117
8.0. Литература	118
Прилог I	120
Прилог II	125
Прилог III	127
Прилог IV	132

1.0. Увод

Битна карактеристика савременог доба је релативно велика употреба електричне енергије у многим областима људског живота. Широку примену електричне енергије омогућио је Теслин трофазни систем за производњу, пренос и коришћење електричне енергије, који је развијен крајем 19. века. Електрична енергија представља најкомфорнији облик енергије у погледу њеног претварања у финалну енергију. Из тог разлога постоји стални пораст потреба за њом, што узрокује перманентни пораст учешћа овог облика енергије у укупним енергетским потребама у свету. Из тог разлога постоји стална потреба за градњом нових извора електричне енергије.

Електричну енергију је могуће добити на разне начине. У структури примарних енергената у производњи електричне енергије у електранама доминирају фосилна горива (угаљ, нафта и гас). У последњих десетак година интензивно се развијају технологије и граде електране које користе обновљиве изворе енергије (мале хидроелектране, соларне електране, ветроелектране, електране на биомасу и друге) и оне све значајније учествују у укупној производњи електричне енергије у свету.

Најпоузданији и најшире коришћени извор обновљиве енергије су речни водотоци.

1.1. Мале хидроелектране

Хидроелектране су постројења у којима се потенцијална и кинетичка енергија воде преко турбине, генератора и осталих делова претварају у електричну енергију. Тачна дефиниција малих хидроелектрана не постоји и она зависи од улоге и значаја који им се приликом изградње предодреди. На одређивање горње границе МХЕ утиче већи број параметара:

- степен привредног развоја земље;
- електроенергетска и електропривредна развијеност;
- расположиви и искористиви привредни ресурси;
- природни услови топографије, геологије и др.;
- ниво развијености индустрије машиноградње, електроградње и хидроградње;
- богатство угљем, нафтним дериватима и другим енергетским сировинама;
- величина и површина насеља, односно густина насељености [1].

Већина земаља стога има различиту поделу МХЕ, и горња граница снаге ових постројења варира између 1,5 и 50 MW. У Италији се на пример граде мале хидроелектране од 50 W, што представља инсталисану снагу једне обичне сијалице, док се у неким земљама као што су Португалија, Шпанија, Ирска, Грчка и Белгија под појмом МХЕ подразумевају објекти инсталисане снаге до 10 MW. У Француској је за горњу границу снаге ових постројења усвојена вредност од 8 MW, у Индији 15 MW, у Кини 25 MW док се у Шведској граде хидроелектране са горњом границом снаге од 1,5 MW. У Европи се све више прихвата граница од 10 MW коју су усвојиле ESHA (European Small-Hydropower Association), Европска комисија (European Commission) и UNIPED (International Union of Producers and Distributors of Electricity) [2].

Земље у развоју и индустријски слабо развијене земље по правилу су почињале електрификацију, а неке то и сада чине, изградњом МХЕ, с тим што се у тим земљама не врши било каква подела по јачини јер она практично и нема неког већег значаја. Тек по изградњи већег броја електрана, а нарочито после изградње већег броја ХЕ релативно велике инсталисане снаге, долази до поделе електрана. Уз то треба истаћи једно потврђено искуство: мале електране па самим тим МХЕ, интензивно граде и неразвијене и индустријски веома развијене земље. Економски и привредни мотиви, који утичу на изградњу МХЕ, како у слабо развијеним земљама, тако исто и у развијеним земљама између осталог су:

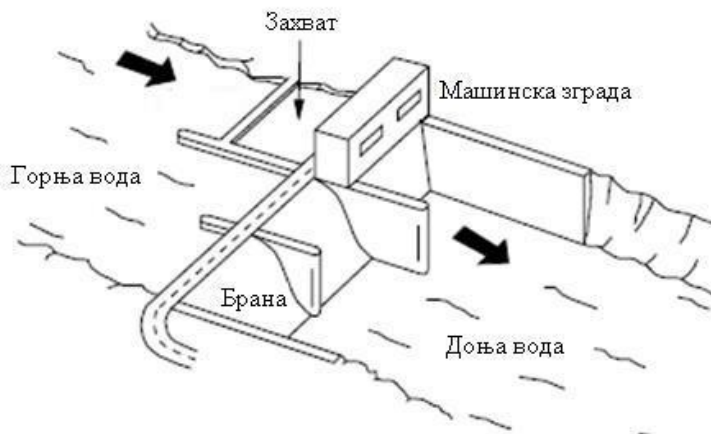
- користи се обновљива сировина – вода;
- МХЕ не загађују животну средину;
- потреба за електрификацијом терена удаљених од путева и саобраћајница поскупљује довод опште енергетске мреже;
- интензивно се развила електро и машинска индустрија, итд.

1.2. Конструкција малих хидроелектрана

Конструкција МХЕ зависи од типа и места на ком се изграђује. Постоје два основна облика извођења:

- проточне (на речним токовима), и
- деривацијске (високо и средње притисне)

Код проточних електрана, машинска зграда за производњу електричне енергије је смештена на речном току, непосредно уз брану.

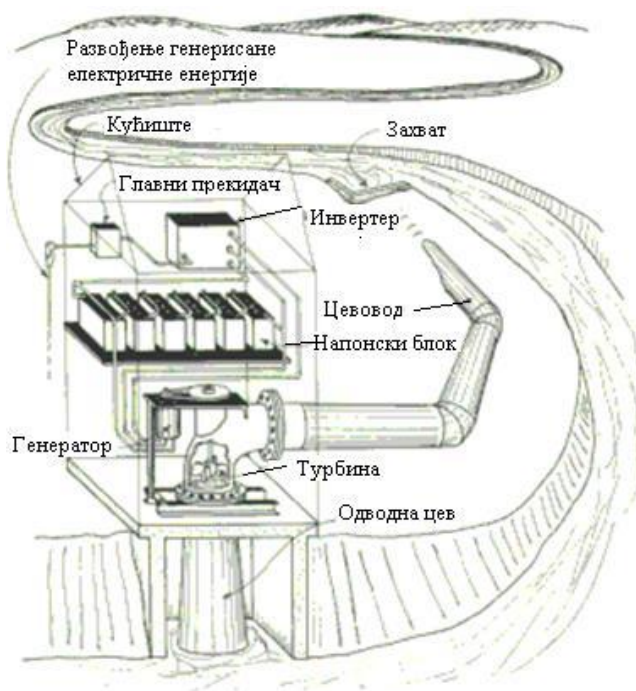


Слика . 1.0. Проточна хидроелектрана [2]

Деривацијска хидроелектрана је врста хидроелектране код које се машинска зграда за производњу електричне енергије налази измештена на некој удаљености (низводно од бране), а вода се доводи посебним цевима са захвата од машинске зграде.

Карактеристични делови хидроелектрана су:

- брана или преграда
- захват
- довод
- водна комора или водостан
- притисни цевовод
- машинска зграда (турбина, генератор...)
- одводни цевовод



Слика 1.1. Деривацијска хидроелектрана [2]

У зависности од типа МХЕ, неки од ових делова могу изостати, а у другим случајевима исти део може преузети више функција.

2.0. Основи теорије водних турбина

2.1. Коришћење енергије воде у природи

Радна течност водних турбина је вода и она је носилац енергије која се у турбини може искористити.

2.2. Јединична енергија или јединични рад

Јединична енергија садржана у јединици масе течности дата је изразом (2.0):

$$Y = \frac{A}{m} \quad [J/kg] \quad (2.0)$$

где је m - укупна маса воде, а A расположиви рад.

Обично се јединична енергија, или јединични рад, у датом проточном пресеку, ако је струјање воде устаљено, састоји од положајног дела Y_z , притисне енергије Y_p и кинетичке енергије Y_v , дакле:

$$Y = Y_z + Y_p + Y_v \quad (2.1)$$

Положајна јединична енергија у датом проточном пресеку, при устаљеном струјању једнака је:

$$Y_z = g \cdot z \quad [J/kg] \quad (2.2)$$

где је z - висинска разлика тежишта, у датим пресецима, за који се најчешће и уобичајено код турбина узима кота нивоа горње воде (GNV) и кота нивоа доње воде (DNV) у односу на неку реперну раван. Најчешће су то коте надморске висине.

Притисна јединична енергија је енергија која одговара притиску у посматраном пресеку:

$$Y_p = \frac{p}{\rho} \quad [J/kg] \quad (2.3)$$

Кинетичка јединична енергија је енергија којом располаже јединица масе течности у посматраном пресеку и једнака је:

$$Y_v = \frac{c^2}{2} \quad [J/kg] \quad (2.4)$$

Из овако дефинисане јединичне енергије произилази да је укупна јединична енергија у датом проточном пресеку:

$$Y = g \cdot z + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \quad (2.5)$$

Под јединичном енергијом, или јединичним радом код турбина се подразумева промена струјне енергије при проласку воде кроз турбину од њеног улазног до излазног пресека, тј. од пресека 1-1 улаз у спиралу, па до пресека 2-2, излазни пресек дифузора слика (2.1). Уважавајући да стварна (реална) течност, каква је вода, има одређену вискозност, то при њеном кретању долази до трења о бочне стране и дно канала и међусобног трења делића течности између себе. Ова дисперзија струјне енергије смањује јединичну енергију радне течности. У механици флуида и хидрауличним машинама ова изгубљена енергија позната је под појмом хидраулични губици Y_g . Величина ове дисиповане енергије хидрауличних губитака рачуна се према (2.6), [3]:

$$Y_s = kQ^2 \quad [J/kg] \quad (2.6)$$

У овом изразу коефицијент k се за сваки конкретан случај експериментално утврђује или на основу образаца из Механике флуида - практични обрасци за изналагање губитака енергије.

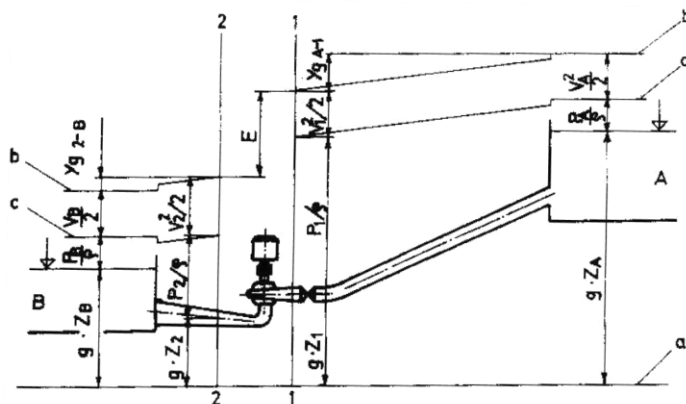
2.2.1. Јединични рад код турбина

На свом путу од водозахвата у акумулацији па до турбине у хидроелектрани вода мења свој енергетски опсег, квалитативно и квантитативно. Посматрајући шематски приказ јединичне енергије, како је приказан на сл. 2.1, може се рећи да јединичне енергије МХЕ долазе у обзир код водне турбине. Свака приказана јединична енергија, почев од горњег нивоа (А) до доњег нивоа воде (В) која се налази на некој висини од реперне равни a и састоји се од укупне струјне енергије - линија b , и линије потенцијалне енергије c . Са 1-1 је означен улазни пресек у турбину, а са 2-2 излазни пресек из турбине. Расположена јединична енергија у акумулацији (GNV) једнака је:

$$Y = g \cdot z_A + \frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} \quad (2.7)$$

а у излазном каналу:

$$Y = g \cdot z_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{c_B^2}{2} \quad (2.8)$$



Слика 2.1. Турбинско постројење [3]

Разлика расположивих јединичних енергија у пресецима А и Б дефинише јединични рад воденог тока, који се може искористити у турбини:

$$Y = Y_A - Y_B = g \cdot (z_A - z_B) + \frac{p_A - p_B}{\rho} + \frac{c_A^2 - c_B^2}{2} \quad (2.9)$$

Пошто је притисак у пресецима А и В једнак, тј. $p_A = p_B$, а због великих попречних пресека може се претпоставити да су и брзине струјања воде у њима једнаке $c_A = c_B = 0$, те је разлика тих енергија, уз уведено претпоставку, коначно једнака:

$$Y = Y_A - Y_B = g \cdot (z_A - z_B) \quad (2.10)$$

Та разлика јединичних енергија назива се и геодетска бруто расположива јединична енергија, Y_{br} [J/kg]. Укупна расположива јединична енергија на улазном делу турбине (пресек 1-1) према сл. 2.1. једнака је:

$$Y = g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \quad (2.11)$$

а у излазном пресеку 2-2 је:

$$Y = g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \quad (2.12)$$

На основу израза 2.11 и 2.12 произилази да је:

$$Y_1 = Y_A - Y_{gA-1} \quad (2.13)$$

где је Y_{gA-1} , дисипована струјна енергија од пресека А до улазног пресека турбине 1-1.

Сходно горњим изразима може се написати и за излазни пресек:

$$Y_2 = Y_B - Y_{g2-B} \quad (2.14)$$

где је Y_{g2-B} , дисипована јединична енергија потребна за савлађивање хидрауличних отпора на путу од излазног пресека турбине 2-2 до пресека В доње воде.

Укупна јединична енергија турбине је одређена разликом јединичних енергија у улазном и излазном пресеку турбине:

$$Y = Y_1 - Y_2 \quad (2.15)$$

или

$$Y = g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - \sum Y_g \quad (2.16)$$

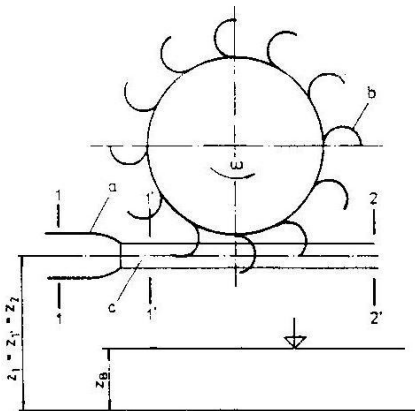
Јединична енергија турбине која се губи Y_g , односно дисипативна енергија тока у доводном и одводном воду турбине једнака је:

$$\sum Y_g = Y_{gA-1} + Y_{g2-B} \quad (2.17)$$

Са уведеним претпоставкама за оптимизацију хидрауличног решења воденог тока неопходно је с гледишта минимизације хидрауличних губитака, са економског аспекта, омогућити веће коришћење расположиве јединичне енергије. Са гледишта коришћења укупног јединичног рада за добијање електричне енергије у МХЕ посредством турбине, треба користити поред положајне енергије још и кинетичку енергију и енергију притиска. Положајна и притисна енергија у стручној литератури називају се једним именом потенцијална енергија.

2.2.1.1. Јединични рад код акцијских турбина

Водне турбине које за свој рад користе само кинетичку јединичну енергију називају се турбинама једнаког притиска, или како је у литератури опште прихваћено, акцијске водне турбине. Називају се турбинама истог притиска због тога што је испред и иза радног кола исти притисак и то обавезно атмосферски. Типичан представник такве водне турбине је Пелтонова водна турбина и на њеном принципу рада објасниће се начин коришћења расположиве јединичне енергије воденог тока, сл. 2.2. Ради објашњења на слике уведене су следеће ознаке: улазни пресек турбине (1-1), улазни пресек у радно коло (1-1'), излазни пресек турбине (2-2'), млазница (a), лопатице радног кола (b) и млаз воде по изласку из млазнице (c). Поједина растојања од реперне равни такође су обележена.



Слика 2.2. Шематски приказ Пелтонове турбине [3]

На основу ознака на шеми могу се написати изрази за укупни јединични рад - енергију у назначеним пресецима:

$$Y_1 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gZ_1 \quad (2.18)$$

$$Y_1' = \frac{p_1'}{\rho} + \frac{c_1'^2}{2} + gZ_1' \quad (2.19)$$

$$Y_2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gZ_2 \quad (2.20)$$

при чему се узима да је $z_1 = z_1' = z_2$. Применом Бернулијеве једначине и закона о одржању енергије за нестишљиву течност, поред положајне, притисне, кинетичке и дисипативне енергије, за сваки посматрани пресек важи [3]:

$$Y_1 = Y_1' + Y_{g1-1'} = Y_2 + Y_{g1-2} \quad (2.21)$$

Ако се притисци у посматраним пресецима изразе помоћу атмосферског притиска [3]:

$$p_1 = p_1'' + p_b \quad [Pa] \quad (2.22)$$

где је p_1'' натпритисак у млазници, и:

$$p_1' = p_2 = p_b \quad [Pa] \quad (2.23)$$

и уведу у једначину 2.21 биће:

$$\frac{p_1''}{\rho} + \frac{c_1'^2}{2} = \frac{c_1'^2}{2} + Y_{g1-1} = \frac{c_2^2}{2} + Y_{g1-2} \quad (2.24)$$

Расположива јединична енергија или јединични рад се у улазном пресеку турбине – млазници, трансформише у кинетичку енергију. При овоме, пренос хидрауличне енергије на радно коло и њена трансформација у механички рад одвија се при истом атмосферском притиску испред и иза радног кола.

Јединични рад акцијске турбине се коначно може написати у облику:

$$Y = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_1''}{\rho} \quad (2.25)$$

Незнатним трансформацијама може се написати и у облику:

$$Y = \frac{c_1'^2}{2} + \sum Y_{gM} \quad (2.26)$$

где је $\sum Y_{gM}$ [J/kg] - губитак у млазници.

На тај начин сва расположива енергија по облику губитака у млазници трансформише се у енергију водене струје $c_1'^2/2g$. То је основна карактеристика акционе турбине.

2.2.1.2. Јединични рад реакцијских турбина

Коришћење притисне јединичне енергије значи другим речима коришћење расположиве потенцијалне енергије воденог тока, ако то дозвољавају хидраулична и конструктивна решења водне турбине, која омогућавају довод хидроенергије на радно коло и у њему трансформацију у механичку енергију, у проточној средини која је

изолирана од околног ваздуха. По овом решењу вода долази до радног кола посредством спроводног апарата у ком се јединична притисна енергија трансформише у кинетичку енергију. Ако се за разматрање прихвати шема на слици 2.3. као типично решење за реакцијске водне турбине и уважавајући потенцијалну јединичну енергију воде, онда се могу написати следећи изрази:

$$Y_1 = g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \quad (2.27)$$

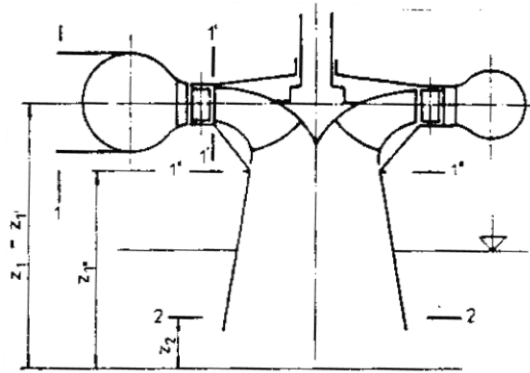
$$Y_{1'} = g \cdot z_{1'} + \frac{p_{1'}}{\rho} + \frac{c_{1'}^2}{2} \quad (2.28)$$

$$Y_{1''} = g \cdot z_{1''} + \frac{p_{1''}}{\rho} + \frac{c_{1''}^2}{2} \quad (2.29)$$

$$Y_2 = g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \quad (2.30)$$

Уважавајући закон о одржању енергије у пресецима 1-1 и 1'-1' може се написати израз:

$$Y_1 = Y_{1'} - Y_{g1-1'} \quad (2.31)$$



Слика 2.3. Осни пресек турбине [3]

У горњим изразима и на сл. 4.3. је улазни пресек турбине 1-1, улазни пресек радног кола 1'-1', излазни пресек радног кола 1''-1'' и 2-2 излазни пресек турбине. Ако се претпостави да је $z_1 = z_{1'}$, онда се за улазне пресеке 1-1 и 1'-1' добија:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_{1'}}{\rho} + \frac{c_{1'}^2}{2} + Y_{g1-1'} \quad (2.32)$$

У спроводном апарату је део притисне енергије трансформисан у кинетичку енергију, при чему је:

$$p_1 > p_{1'} > p_2$$

Аналогно је могуће поставити и енергетску једначину за пресек 1'-1' и 1''-1'' тј. за улаз и излаз из радног кола узимајући у обзир и дисиповану енергију због хидрауличних губитака при струјању воде кроз радно коло, и тада је:

$$Y_{1'} = Y_{1''} - Y_{g1'-1''} \quad (2.33)$$

или

$$g \cdot z_1 + \frac{p_1'}{\rho} + \frac{c_1'^2}{2} = g \cdot z_{1''} + \frac{p_1''}{\rho} + \frac{c_1''^2}{2} + Y_{g1'-1''} \quad (2.34)$$

при чему је $p_1' > p_1''$.

Из једначина (2.33) и (2.34) се види да је притисак на улазу у радно коло p_1' већи од притиска на излазу из радног кола p_1'' , због чега су овакве турбине познате под именом притисне турбине, или како је опште прихваћено реакцијске водне турбине.

Вода излази из пресека 1''-1' радног кола и потом улази у дифузор, односно сифон, а из њега отиче у канал доње воде. Главна карактеристика дифузора је да доприноси смањењу јединичне енергије на излазу из радног кола и смањењу излазних губитака струјне енергије и то на тај начин што потпуно смањује брзину излазне воде по изласку из радног кола. Због тога је $c_1'' > p_2$. Дифузор при овој врши одговарајуће разређење у проточном делу турбине у односу на околни притисак.

2.3. Хидраулични степен корисности

Ако се прихвати да је струјање кроз турбину устаљено и да струји невискозна и нестишљива течност, онда нема губитака струјне енергије, па дисипативна јединична енергија има нулту вредност, па је због тога хидраулична снага турбине [3]:

$$P = \rho \cdot Q \cdot Y \quad [\text{W}] \quad (2.35)$$

Међутим, при даљем разматрању мора се узети у обзир и то да кроз турбну протиче реална вискозна течност – вода, па дисипована јединична енергија има неку коначну бројну вредност због хидрауличних отпора при струјању. Стварна снага коју може остварити турбина је нешто мања у односу на теоријску снагу – хидрауличну снагу, па је:

$$P = \rho \cdot Q \cdot (Y - Y_g) \quad (2.36)$$

Однос снага при струјању идеалне невискозне течности и стварне вискозне течности даје релативну величину. Однос ових снага дефинише хидраулични степен корисности [3]:

$$\eta_h = \frac{P}{P_h} = \frac{Y - Y_g}{Y} \quad [-] \quad (2.37)$$

или

$$\eta_h = 1 - \frac{Y_g}{Y} \quad (2.38)$$

Хидраулични степен корисности узима у обзир изгубљени јединични рад према укупном раду. То је критеријум за процену успешности хидрауличног решења компоненти проточног дела турбине.

2.4. Реакцијске особине воденог тока

Део искоришћене потенцијалне енергије воденог тока према укупно расположивој јединичној енергији дефинише се као [3]:

$$\rho_R = \frac{1}{Y} \left[g(z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho} \right] \quad [-] \quad (2.39)$$

и то је степен реакције ρ_R .

За анализу степена реакције поштују се ознаке на слици 2.4. на којој је приказан канал са једним степеном слободе, тј. може се померати само у правцу осе x . Ако се претпостави да је то међулопатични канал који образују суседне лопатике радног кола које се кружно okreћу око своје осе, онда је ова анализа за радно коло реакцијске водне турбине. Ако се још уважи да је струјање устаљено и да кроз коло струји невискозна течност са константном брзином обртања у свим тачкама проточног пресека и да нема утицаја спољашњих сила које реализују потенцијалну енергију у улазном пресеку лопатичног канала, струјање има врло малу апсолутну брзину c .

На струјање воде утиче и релативна брзина струјања w_1 , која је у улазном пресеку једнака обимској брзини u_1 . Због тога је:

$$w_{1x} = w_1 = -u \quad [m/s] \quad (2.40)$$

При протицању воде кроз међулопатични канал она се прилагођава облику канала и мења смер протицања. Реакциона сила која се при овоме јавља може се разложити на две компоненте, и то у смеру осе x , F_x , тј. компоненту обимске брзине и управно на осу x , компоненту F_z .

За излазни пресек 2-2 (сл. 2.4.) релативна брзина струјања воде у смеру осе x је:

$$w_{2x} = w_2 \cos \beta_2 \quad (2.41)$$

Ако се примени први Њутнов закон из класичне механике онда ће доћи до промене импулса, односно силе које се може срачунати према [3] по изразу:

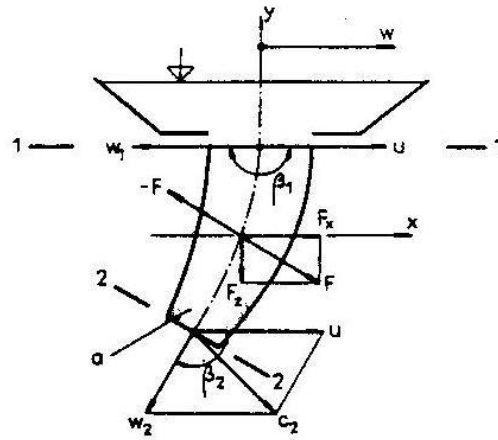
$$F = \rho \cdot Q \cdot (w_1 - w_2) \quad [N] \quad (2.42)$$

Компонента силе у правцу осе x једнака је:

$$F_x = \rho \cdot Q \cdot (-u - w_2 \cos \beta_2) \quad (2.43)$$

Снага која се преноси с тока воде на канал који се креће је:

$$P = F_x \cdot u = \rho \cdot Q \cdot (-u - w_2 \cos \beta_2) \quad (2.44)$$



Слика 2.4. Шематски приказ вектора брзина у лопатичном каналу [3]

Ако се прихвати да је на основу уведених претпоставки ово хидрауличка снага P_h , може се одредити учинак промене хидрауличне енергије у механичку енергију у покретном каналу, и то:

$$\eta = \frac{(-u - w_2 \cos \beta_2)u}{Y} \quad [-] \quad (2.45)$$

Види се да основни утицај на максималну вредност степена корисности има излазни угао β_2 , дакле:

$$\eta_{\max} = \frac{w_2 u - u^2}{Y} \quad (2.46)$$

Оптималну брзину је могуће пронаћи изједначавањем првог извода израза (4.46) са нулом:

$$\frac{\partial(w_2 u - u^2)}{\partial u} = w_2 - 2u = 0 \quad (2.47)$$

одакле следи да је:

$$u = \frac{w_2}{2} \quad [m/s] \quad (2.48)$$

Ако се напише енергијска једначина за улазни и излазни пресек покретног канала, за апсолутно и релативно кретање течности, добија се:

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + \eta Y \quad (2.49)$$

Ако се у израз (4.49) уведе и максимални степен корисности добија се:

$$\eta_{\max} Y = \frac{3}{8} w_2^2 - \frac{c_2^2}{2} \quad (2.50)$$

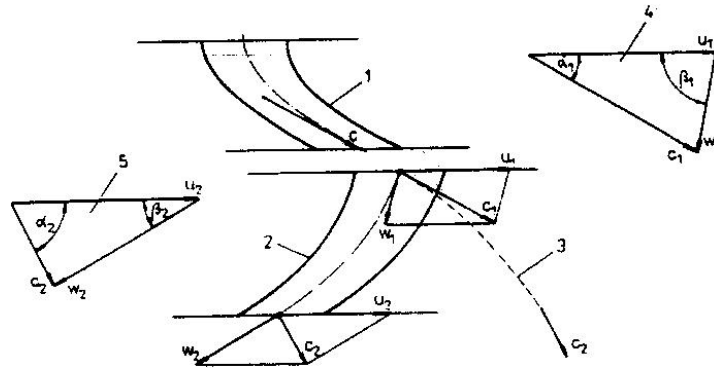
Заменом апсолутне брзине c_2 у једначини (2.50), помоћу израза за η_{max} добија се израз према којем је јединична енергија воденог тока:

$$Y = \frac{w_2^2}{2} \quad (2.51)$$

Кад се израз (2.45) изједначи са изразом (2.48) може се срачунати вредност максималног степена корисности [3]:

$$\eta_{max} = 0,5 \quad (2.52)$$

На тај начин, у том узајамном дејству струје и канала, може бити искоришћена само половина расположиве енергије. Четвртина те енергије облика $(c_2^2/2)$ губи се на излазу, а четвртина облика $(u_2^2/2)$ на улазу, кад се течност која мирује среће с покретном улазном ивицом. Повећање учинка коришћења јединичне енергије тока воде може се побољшати када се улазни губици струјне енергије ограниче на улазу у канал, а то се постиже увођењем непокретних лопатица испред покретног канала. При овој апсолутна брзина на улазу у покретни канал има коначну вредност која је већа од нуле.



Слика 2.5. Троуглови брзина на улазу и излазу из радног кола [3]

2.5. Акционе особине воденог тока

Део искоришћене кинетичке енергије расположивог тока воде према укупној јединичној енергији дефинише се према [3] као:

$$\rho_K = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2Y} \quad [-] \quad (2.53)$$

и означава се као фактор акционе способности ρ_K .

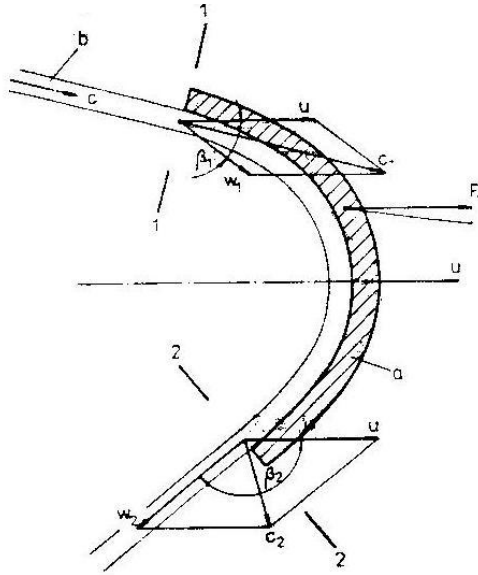
Анализа акционе способности тока воде изводи се на принципу узајамног деловања млаза воде и закривљеног канала који образују лопатице са једним степеном слободе и који се креће брзином u у смеру осе x . Аналогно ономе што је већ речено о реактивној способности, претпоставља се да је лопатица кружна и да је део радног кола као и код реакцијских водних турбина. И овог пута се претпоставља да је струјање устаљено и да

струји невискозна течност са константном брзином у свим тачкама проточног пресека и да спољашње силе не врше никакав утицај на ток течности.

На слици 2.6. приказан је акциони ток воде, где је са a – означена лопатица, b – водени млаз, 1 – улазни пресек и 2 – излазни пресек лопатице. У области додира воде са преградом лопатица долази до промене смера струјања и до утицаја силе F_x , посебно у месту додира тока и лопатице, сходно првом Њутновом закону може се одредити помоћу израза [3]:

$$F_x = \rho \cdot Q \cdot (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2) \quad (2.54)$$

Сила, посебно она која делује на ток воде, има апсолутну вредност али у супротном смеру.



Слика 2.6. Акциони ток воде – троуглови брзина [3]

Снага која се добија деловањем тока воде на лопатицу једнака је [3]:

$$P = F_x \cdot u = \rho \cdot Q \cdot u \cdot (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2) \quad (2.55)$$

Анализом ове једначине види се да је максимална вредност степена корисности при лимитирајућим вредностима улазног и излазног угла. Овоме одговара доток воде под углом $\beta_1 = 0^\circ$ и истицање воде под углом $\beta_2 = 180^\circ$ [3], дакле:

$$\eta_{\max} = \frac{u \cdot (w_1 + w_2)}{Y} \quad (2.56)$$

Ако се овај изведени израз прихвати као теоријски за максимални степен корисности и уз претпоставку да је $\beta_2 = 180^\circ$ и то прихвати као оптимално решење, може се извршити одређивање оптималних брзина струјања.

$$\eta_{\max} = \frac{w_1 \cdot u - u^2}{Y} = \frac{u \cdot (w_1 - u)}{Y} \quad (2.57)$$

Ако се потражи први извод и исти изједначи са нулом добија се:

$$u = \frac{w_1}{2} \quad [m/s] \quad (2.58)$$

Са овом брзином добија се максимални степен корисности, односно степен промене доведене јединичне хидрауличне енергије у механички рад. При овоме долазећа брзина воде w_1 при претпостављеном углу $\beta_1=0^\circ$ је равна брзини воде млаза. Максимална снага се одређује према изразу (2.59), [3]:

$$P_{\max} = \rho \cdot Q \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (2.59)$$

и идентична са хидрауличном снагом P_h одакле произилази да је $\eta_{\max} = 1$. У стварним условима ово се не може остварити јер је стварни ток вискозан те се јављају хидраулични губици јединичне енергије и степен корисности достиже бројну вредност $\eta_{\max} = 0,91 \div 0,93$ [3].

2.6. Основне једначине

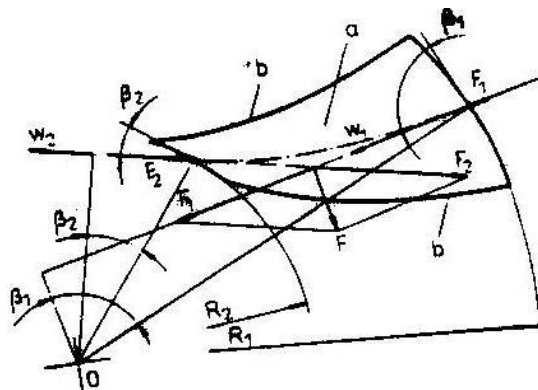
Стварна теоријска једначина за хидраулично решење водних турбина и других типова водних мотора са обртним радним колима је основна Ојлерова енергетска једначина која је у литератури позната као турбинска једначина, или још уопштеније као основна једначина за све турбомашине, моторне (водне, парне и гасне турбине) и радне хидрауличне машине (пумпе, компресори и вентилатори). Ојлер је своју једначину извео и представио стручњацима 1754. године. Она је прихватљива за обртне канале који су смештени у простору. Њоме је могуће дати детаљну анализу физичких процеса трансформације хидрауличне - струјне енергије у механичку енергију, у радном колу хидрауличне машине.

2.6.1. Момент сила у непокретном каналу

Силе које делују у непокретном каналу утичу на промену смера и интензитета брзине и представљају силе које настају при опструјавању неке површине. Овде се посматра непокретан међулопатични канал сл. 2.7. где је са a означен непокретан канал, а са b лопатица. Улазна и излазна ивица канала ограничене су радијусима R_1 и R_2 , чији се центар налази у тачки О. Пошто је релативна брзина воде у улазном пресеку w_1 , а на излазном пре w_2 , то ће се под дејством ових брзина појавити силе:

$$F = \rho \cdot Q \cdot w_1 \quad (2.60)$$

$$F = \rho \cdot Q \cdot w_2 \quad (2.61)$$



Слика 2.7. Шематски приказ непокретног међулопатичног канала са троугловима брзина [3]

Смер деловања ових сила у овом каналу дат је у векторском облику. Ове силе у односу на тачку O производе момент. Ако се уважи да се у овом непокретном турбинском каналу релативна брзина струјања воде w по осовини повећава у смеру струјања воде то из сл. 2.7. следи да је:

$$R_2 w_2 \cos \beta_2 > R_1 w_1 \cos \beta_1 \quad (2.62)$$

Због ових сила следи да је и резултујући момент који делује на овај канал једнак:

$$M = \rho \cdot Q \cdot (R_2 w_2 \cos \beta_2 - R_1 w_1 \cos \beta_1) \quad (2.63)$$

Ово је момент силе, који вода предаје датом непокретном каналу и једнак је разлици момената којим вода делује у крајњим пресецима канала.

2.6.2. Момент сила у обртном каналу

За један проточни - међулопатични канал турбинског радног кола које се обрће угаоном брзином ω , око своје осе O (сл. 2.8). На сл. 2.8.а дати су моменти количине кретања, а на сл. 2.8.б моменти Кориолисових сила. Пошто је канал обртан око своје осе O , то је обимска брзина у улазном пресеку u_1 и на излазном пресеку u_2 . Релативне брзине којом вода струји кроз радно коло дају момент количине кретања у кружним попречним пресецима обртног канала и то [3]:

$$M_1 = \rho \cdot Q \cdot R_1 \cdot w_1 \cos \beta_1 \quad [Nm] \quad (2.64)$$

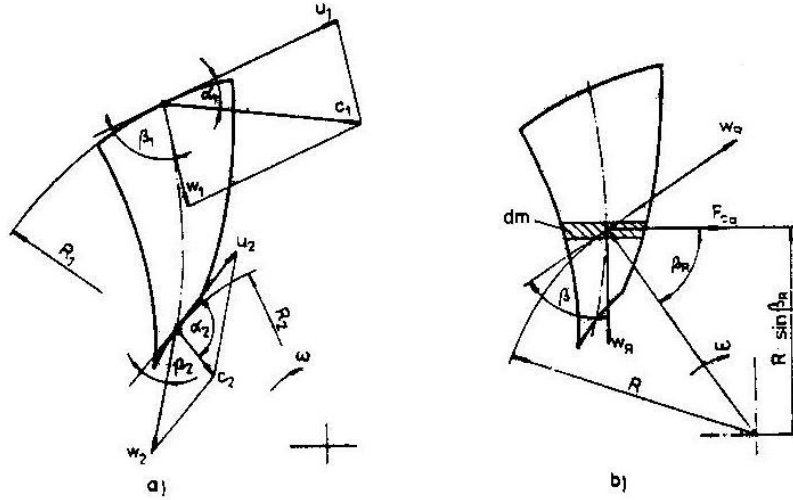
$$M_2 = \rho \cdot Q \cdot R_2 \cdot w_2 \cos \beta_2 \quad [Nm] \quad (2.65)$$

што је аналогно као и у непокретном каналу. За обртни канал мора се због обртања – ротације уважавати и Кориолисова сила, која образује момент са смером деловања у смеру осе O . Кориолисова сила се може изразити помоћу елемента масе dm који се налази у простору, и управна је на смер релативне брзине. На основу сл. 2.8.б следи да је:

$$F_{cr} = 2 \cdot dm \cdot \omega \cdot w_R \quad [N] \quad (2.66)$$

и

$$M_{cr} = 3 \cdot dm \cdot \omega \cdot w_R \cdot R \cdot \sin \beta_R \quad (2.67)$$



Слика 2.8. Шематски приказ обртног међулопатичног канала са троугловима брзина [3]

Овом приликом посматрана је само средња струјна линија у међулопатичном простору. Ако се све до сада изложено примени за цели проточни пресек, онда се добија укупан момент количине кретања за проточни пресек:

$$M_c = \sum M_{cr} = \rho \cdot Q \cdot (u_1 \cdot R_1 - u_2 \cdot R_2) \quad (2.68)$$

Укупни момент количине кретања који ствара вода при свом проласку кроз обртни канал је збир елементарних момената количине кретања, дакле:

$$M = M_2 - M_1 + M_c \quad (2.69)$$

односно:

$$M = \rho \cdot Q \cdot [R_1(u_1 - w_1 \cos \beta_1) - R_2(u_2 - w_2 \cos \beta_2)] \quad (2.70)$$

При струјању вискозне течности кроз обртни канал долази до трења и смањења брзине струјања и смањења момента количине кретања.

2.6.3. Троуглови брзина

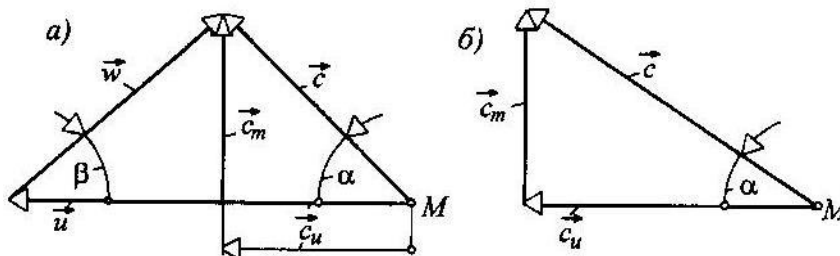
Струјање радног флуида кроз просторне профилне решетке има тродимензијски (квазидводимензијски) карактер, а његова кинематска структура најлакше се описује уз помоћ такозваних троуглова брзина. У покретној просторној профилној решетки апсолутна брзина $\vec{c}$ сваког флуидног делића може се добити као векторски збир преносне брзине $\vec{u}$, и сопствене релативне брзине $\vec{w}$ [3], тј.:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad [m/s] \quad (2.71)$$

Под релативном брзином флуидног делића подразумева се она брзина коју би посматрач „видео“ из координатног система који је везан за профилну решетку и који би се кретао преносном брзином $\vec{u}$ заједно са решетком.

Код непокретних просторних профилних решетки нема преносног кретања, те у њима нема преносних брзина, па се оне могу проучавати као посебан случај покретних решетки, стављајући у израз (2.71) $\vec{u} = 0$.

Графички приказ (сл. 6.17) релације (2.17) познат је у литератури као троугао брзина и у теорији турбомашина има изузетно велики значај. За потпуно дефинисање троугла брзина потребно је одредити најмање три величине.



Слика 2.9. Општи изглед троугла брзина у тачки М која лежи на главном правцу струјања у међулопатичном простору профилне решетки (сл. 2.10)

a – за покретну профилну решетку, b – за непокретну профилну решетку $\vec{u} = 0$ [4].

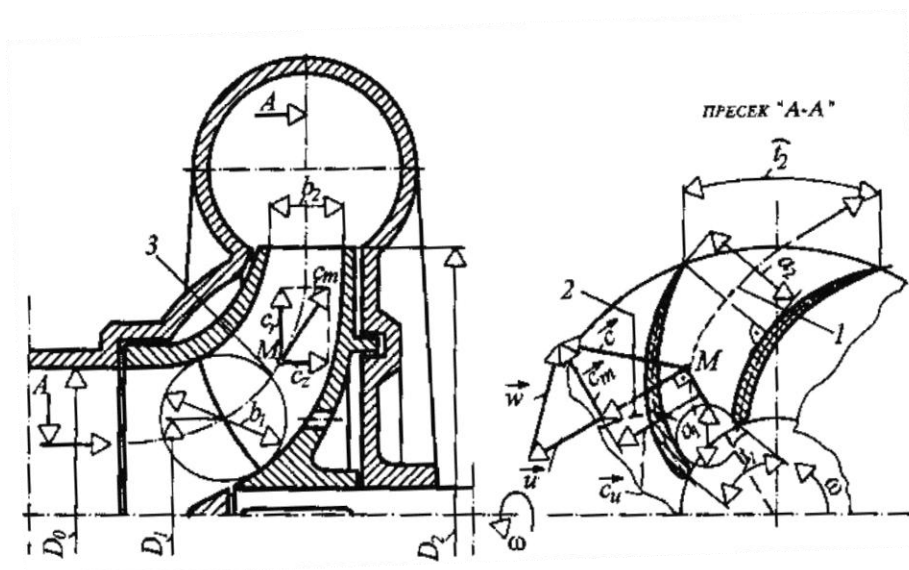
Најчешће се за дефинисање троуглова брзина, због практичних страна тог прилаза, користе меридијанска компонента $\vec{c}_m$ и обимска компонента $\vec{c}_u$ апсолутне брзине флуидног делића и преносна брзина флуидног делића $\vec{u}$. Преносна брзина флуидног делића у произвољној тачки профилне решетки може се одредити уз помоћ формуле:

$$\vec{u} = [\vec{\omega}, \vec{r}] \quad (2.72)$$

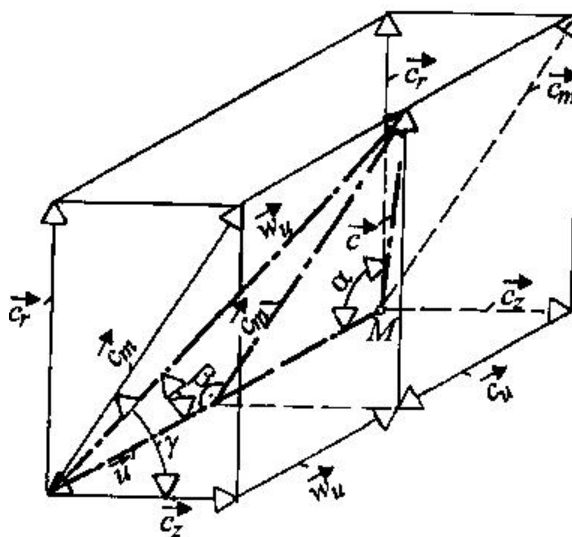
где је: ω [1/s] – угаона брзина обртања радног кола коме припада разматрана просторна профилна решетка

$\vec{r}$ [m] – радијус који дефинише одстојање тачке у којој се одређује троугао брзина у просторној профилној решетки од почетка координатног система O, r, θ, z везаног за осу обртања радног кола турбомашине (тј. са осом симетрије просторне профилне решетки).

Пошто су брзине флуидних делића тзв. локалне брзине (мењају се од тачке до тачке струјног поља), онда су и троуглови брзина, такође локалне величине струјног поља профилне решетки. Троугао брзина приказан на слици 2.9. увек лежи у равни која је у актуелној тачки М (сл. 2.10. и сл. 2.11.) тангентна на осносиметричну струјну површ у којој лежи разматрана просторна профилна решетка. За најопштији случај полуаксијалне просторне профилне решетки која припада радном колу турбомашине приказане на сл. 2.10. троугао брзина у произвољној тачки М једног од њених међулопатичних канала је приказан тродимензијски на слици 2.11.



Слика 2.10. Изглед радног кола полуаксијалне турбомашине [4]
 1 – релативна струјница, 2 – апсолутна струјница, 3 – меридијанска струјница



Слика 2.11. Просторни изглед троугла брзина у полуаксијалној турбомашини [4]

Са слике 2.11. очигледне су следеће везе међу брзинама:

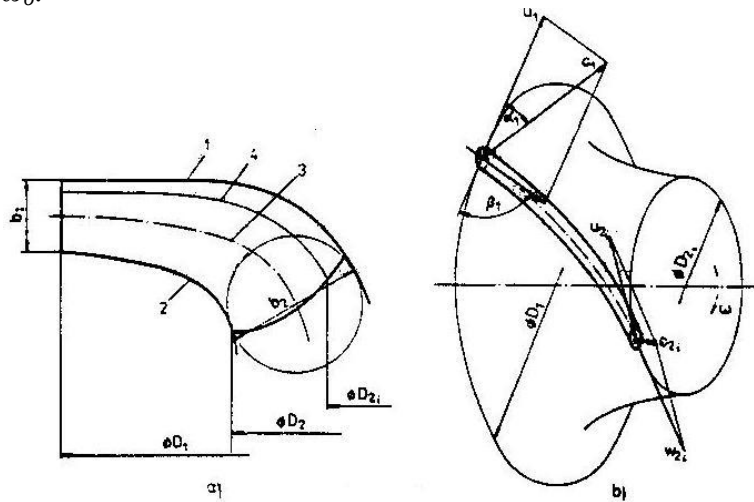
$$c_m^2 = c_r^2 + c_z^2 \quad (2.73)$$

$$c^2 = c_m^2 + c_u^2 = c_r^2 + c_z^2 + c_u^2 \quad (2.74)$$

$$c_u = u - w_u \quad (2.75)$$

2.6.4. Ојлерова енергијска једначине за водне турбине

За анализу реалног процеса трансформације енергије у радном колу турбине посматра се пример реакцијске турбине са осносиметричним струјањем и да радно коло има бесконачно много, и неизмерно танких лопатица које се могу идентификовати са струјном линијом. Такође се претпоставља да кроз радно коло струји невискозна течност. Струјање се посматра као једнодимензијско линијско, мада је оно у суштини просторно. Даље, струјање је устаљено, односно изводи свих струјних величина, по времену, једнаки су нули. На слици 2.12. приказани су облици струјног простора радног кола, и то 1 и 2 су венци радног кола, а струјне линије 3 и 4 образују струјну површ. Радно коло се обрће угаоном брзином ω_0 .



Слика 2.12. Шематски приказ облика струјног кола реакцијске турбине са троугловима брзина [3]

Узимајући одговарајуће ознаке на слици 2.12., приказано струјно влакно на датој струјној површи обрће се угаоном брзином ω_1 и кроз њега протиче елементарни проток ΔQ . Услед протицања течности на струјно влакно делују силе интеракције које се са струјног влакна преносе на лопатице радног кола. Момент количине кретања који делује на елементарно струјно влакно према [3] једнак је:

$$M_i = \rho \cdot Q \cdot (R_{2i} w_{2i} \cos \beta_{2i} - R_{1i} w_{1i} \cos \beta_{1i} + p_{1i} R_{1i} A_{n1} - p_{2i} R_{2i} A_{n2i} + \rho \cdot \Delta Q \cdot (u_{1i} R_{1i} - u_{2i} R_{2i})) \quad (2.76)$$

где је A_n површина попречног пресека на улазу и излазу из струјног влакна, управна на правац брзине струјања. Проточне површине су управне на полупречник где делују све силе притиска. Због овога, израз (2.76) прелази у облик:

$$M_i = \rho \cdot A \cdot \Delta Q \cdot [(R_1 (u_1 - w_1 \cos \beta_1) - R_{2i} (u_{2i} - w_{2i} \cos \beta_{2i}))] \quad (2.77)$$

Из троугла брзина, који је приказан на слици 4.5. следи:

$$u - w \cos \beta = c \cos \alpha = c_u \quad (2.78)$$

где је c_u – обимска компонента апсолутне брзине.

С друге стране се може написати да је снага на вратилу турбине једнака производу [3]:

$$P = M \cdot \omega \quad (2.79)$$

и то је снага која се преда са течности која улази у радно коло и врши рад. Овај рад се затим трансформише у механички рад.

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y \cdot \eta_h}{\omega} \quad (2.80)$$

Ако се два последња израза за момент изједначе (4.77) и (4.80) и израз реши, добија се јединични рад:

$$Y\eta_h = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} \quad (2.81)$$

Овај израз је у литератури познат као Ојлерова енергијска једначина. Она садржи брзинске податке и о реалном процесу промене енергије у радном колу водних турбина.

2.6.5. Други облик Ојлерове једначине

Апликација уопштене Бернулијеве једначине на релативни струјни простор доводи до енергијске једначине која важи за стварну вискозну течност и односи се на укупну јединичну енергију посматрану за крајње проточне пресеке, односно за улаз и излаз из радног кола које се обрће око своје осе обимском брзином u , дакле:

$$g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} + Y_{g1-2} \quad (2.82)$$

која је интерпретирана на тај начин да на јединичну енергију у релативном струјном простору не делују силе које при промени смера струјања воде у међулопатичном каналу остварују рад. У непокретном струјном каналу јединична енергија при апсолутном струјању дата је изразом:

$$Y = \left(\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 \right) - \left(\frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2 \right) \quad (2.83)$$

За обртно кретање, при чему вода струји кроз радно коло релативном брзином w , а радно коло се обрће обимском брзином u , израз за јединичну енергију има облик:

$$Y - Y_{g1-2} = Y \cdot \eta_{th} = \frac{1}{2} [(c_1^2 - c_2^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (u_1^2 - u_2^2)] \quad (2.84)$$

Ова једначина се у теорији хидрауличних машина означава као други облик Ојлерове једначине [3]. За ову једначину понекад кажу и да је проточна једначина, јер омогућава анализу брзина у радном колу реакцијске турбине, јер овде се појављује и релативна брзина без које се не може конструисати троугао брзине који је почетни елемент односно основа при прорачуну и конструкцији водне турбине.

2.6.6. Теорија сличности за водне турбине

Теорија сличности помаже реализацији водних турбина са конкретним радним параметрима у целој области њихове примене. Метода моделирања заснована на теорији сличности дозвољава коришћење квалитетних малих модела за квалитативна испитивања на испитном столу у лабораторијама и проверавање њихових карактеристика које су задате пројектним задатком. Модел се граде у мањим размерама у односу на објект који треба извести. Модел се користи нарочито при увођењу нових типова машина.

2.6.6.1. Механичка сличност

Механичка сличност модела и објекта водне турбине (хидрауличне машине) је аналогна општој механичкој сличности која се примењује у свим областима машинства. Претпоставка о једнакости еквивалентних губитака у моделу и објекту, у делу хидрауличних губитака на трење у проточном делу турбине, потпуно је прихватљива. Постоји геометријска, кинематска и динамичка сличност између модела и објекта који се гради. На геометријску сличност утичу сви саставни елементи модела и објекта ако су међу собом урађени у одговарајућој геометријској размери и мерени истом линеарном величином и на истом месту, дакле [4]:

$$\lambda = \frac{D_0}{D_M} \quad [-] \quad (2.85)$$

Ова геометријска сличност односи се само на проточни део турбине, док остали конструктивни елементи: лежишта, вратило, заптивачи и др. не подлежу овој сличности. За кинематску сличност разматрају се одговарајуће сличности модела и објекта у идентичним пресецима и одговарајућем временском интервалу. Код водних турбина за меродавну кинематску сличност узима се сличност троуглова брзина. Ови брзински троуглови морају бити слични код модела и објекта при изогоналним режимима сличности. Изогонални режим подразумева да углови троуглова брзина модела и објекта морају бити исти. Велики утицај на анализу брзинских троуглова има брзина дата изразом (2.86), [4]:

$$c = \sqrt[3]{Y} \quad [m/s] \quad (2.86)$$

у којем је θ бездимензиони параметар [4]:

$$\theta = f\left(\frac{D_2}{D_1}, \alpha, \beta\right) \quad [-] \quad (2.87)$$

Троуглови брзина сличних машина, слични су. Ако се погледа израз (2.86) види се да се брзински троуглови могу изразити и помоћу јединичних радова. Из овога произилази закључак да су код сличних машина слични троуглови брзина при различитим режимима рада. Велики утицај на турбину (објект), како се из израза (2.87) види, има и кинематска сличност поред геометријске. Ако не постоји динамичка сличност модела и објекта, то значи да нема сличности између сила које делују на струјање у машини. Сличност сила

садржи критеријуме сличности познате као бројеви сличности. Ови критеријуми динамичке сличности дати су табеларним прегледом (табела 2.13).

Рејнолдсов број дефинише однос сила инерције и сила вискозности.

Фрудов број даје однос сила инерције и гравитације. Користи се нарочито при проучавању кавитације.

Ојлеров број је однос сила притиска и сила инерције.

Струхалов број дефинише однос фреквенције и угаоне брзине.

Динамичка сличност се може изразити следећом функционалном зависношћу.

$$f(R_e, F_r, E_u, S_h) = 0$$

Силе	Број сличности	Дефиниција	
		општа	за турбине
Унутрашње	Рејнолдсов	$R_e = \frac{v \cdot L}{\nu}$	$R_e = \frac{D \cdot Y^{1/2}}{\nu}$
Инерцијалне	Фрудов	$F_r = \frac{c^2}{g \cdot D}$	$F_r = \left(\frac{Y}{g \cdot D}\right)^{1/2}$
Притисне	Ојлеров	$E_u = \frac{p}{\rho \cdot c^2}$	$E_u = \frac{Q}{D_2 \cdot Y^{1/2}}$
Локалне	Струхалов	$S_h = \frac{f \cdot D}{\omega}$	$S_h = \frac{u \cdot D}{Y^{1/2}}$

Табела 2.13. Критеријуми динамичке сличности [4]

Сва четири критеријума динамичке сличности не могу се потпуно испунити. Довољно је да се због тога задовоље само R_e , E_u и S_h – број, док се F_r број често занемарује. Ова редукација критеријума сличности је често оправдана. С обзиром на ограничене могућности одржавања R_e и F_r броја код модела и објекта у пракси се због тога најчешће користи редукована динамичка сличност дефинисана функционалном зависношћу.

$$f(E_u, S_h) = 0$$

2.6.6.2. Параметри сличних машина

Сличност брзина струјања воде при изогоналним режимима и њихова зависност од јединичног рада и хидрауличног степена корисности захтева да се установи веза између радних параметара смањених машина – модела с једне стране и објекта, са друге стране. Због тога се уводи израз за однос брзина обртања модела и објекта [3]:

$$\frac{n_0}{n_M} = \frac{D_M}{D_0} \left(\frac{Y_0}{Y_M}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\eta_{h_0}}{\eta_{h_M}}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.88)$$

а однос протока је:

$$\frac{Q_0}{Q_M} = \left(\frac{D_M}{D_0}\right)^2 \cdot \left(\frac{Y_0}{Y_M}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{\eta_{h_0}}{\eta_{h_M}}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\eta_{Q_M}}{\eta_{Q_0}} \quad (2.89)$$

За однос снага сличних турбомашина, аналогно изразима (2.88) и (2.89) следи:

$$\frac{P_0}{P_M} = \frac{\rho_0}{\rho_M} \cdot \left(\frac{u_0}{u_M}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_0}{D_M}\right)^5 \cdot \left(\frac{\eta_{h_0}}{\eta_{h_M}}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \frac{\eta_{Q_M}}{\eta_{Q_0}} \cdot \frac{\eta_0}{\eta_M} \quad (2.90)$$

У пракси се често узима да је [3]:

$$\eta_{h_M} - \eta_{h_0} = \eta_M - \eta_0$$

После увођења ових претпоставки могу се написати коначни облици израза (2.88), (2.89) и (2.90) и то:

$$\frac{n_0}{n_M} = \frac{D_M}{D_0} \left(\frac{Y_0}{Y_M}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\eta_0}{\eta_M}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.91)$$

$$\frac{Q_0}{Q_M} = \left(\frac{D_M}{D_0}\right)^2 \cdot \left(\frac{Y_0}{Y_M}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{\eta_{h_0}}{\eta_{h_M}}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{\eta_0}{\eta_M}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.92)$$

$$\frac{P_0}{P_M} = \frac{\rho_0}{\rho_M} \cdot \left(\frac{D_0}{D_M}\right)^2 \cdot \left(\frac{Y_0}{Y_M}\right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{\eta_0}{\eta_M}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (2.93)$$

Поред ових израза који се препоручују и користе при преласку са модела на објекат у природи, постоје и други параметри сличности у литератури.

2.6.6.3. Јединични параметри турбине

Параметри водних турбина разних намена и величина, које раде са одговарајућим вредностима јединичних радова ($Y = gH$) дозвољавају поређење јединичних параметара сличности. За извођење ових израза полази се од тога да се за основни еталон узима радно коло турбине пречника $D = 1 \text{ m}$, које ради са јединичним радом $Y = 1 \text{ J/kg}$, и са нестишљивом течношћу - водом густине $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ [3]. Користећи три последња израза из претходног поглавља при респектовању претпостављене једнакости степена корисности, може се написати израз за јединичну брзину обртања, који је теоријски еталон турбине [3]:

$$n_I = \frac{n \cdot D}{Y^{\frac{1}{2}}} \quad [-] \quad (2.94)$$

и за јединични проток [3]:

$$Q_I = \frac{Q}{D^2 \cdot Y^{\frac{1}{2}}} \quad [-] \quad (2.95)$$

и за јединични обртни момент [3]:

$$M_I = \frac{M}{\rho \cdot D^3 \cdot Y_{sn}} \quad [-] \quad (2.96)$$

Бројне величине, дефинисане датим изразима одговарају са физичког становишта у потпуности радним параметрима турбине: пречнику радног кола $D_I = 1 \text{ m}$, $Y = 1 \text{ J/kg}$ и $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. С математичког гледишта то су бездимензионе величине. Данас се, у савременој литератури, све радне карактеристике турбине представљају најчешће у дијаграму $Q_I' - n_I'$.

2.6.6.4. Специфична учестаност обртања

Водне турбине могу да се изведу у различитим величинама с обзиром на радне параметре и да раде у широком дијапазону промене брзине обртања, јединичног рада, протока и снаге. Да би могла да се дефинише турбина датог типа неопходно је да су јединични показатељи изведени за дате стандардне услове, на пример за проток или снагу. Специфична учестаност обртања дефинише се изразом (2.97), [3]:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad [-] \quad (2.97)$$

Овај израз важи за све реакцијске водне турбине, док код акцијских важи само код типа Пелтон са једном млазницом. У старијој литератури се могу срести и изрази који нису у складу са SI системом [3]:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad [-] \quad (2.98)$$

ако се уместо турбинског пада H , уведе израз за јединични рад $Y = g \cdot H$, онда израз добија облик:

$$n_q = 333 \cdot \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad [-] \quad (2.99)$$

У старој литератури често се појављује израз за специфичну учестаност обртања [3]:

$$n_s = 3,65 \cdot n_q = 3,65 \cdot \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{n \cdot P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (2.100)$$

где је P изражено у KS.

Ако се у израз (2.100) уместо пада H , уведе јединични рад $Y = g \cdot H$ онда је:

$$n_s = 1215,45 \cdot \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad [-] \quad (2.101)$$

Разлика између израза (2.88) и (2.99 и 2.101) је у томе што се у изразу (2.100 и 2.101) појављују паразитни коефицијенти 333 и 1215,45 [3], који су непотребни. На основу израза (2.101) се добијају бројне вредности $n_s = 2 - 1200$ [3], док се помоћу израза (2.97) добијају бројне вредности $n_q = 0 - 1$ [3]. Специфична учестаност обртања може се изразити и помоћу јединичног протока и брзине обртања следећим изразом [3]:

$$n_q = n_I \cdot Q_I^{\frac{1}{2}} = S_h \cdot E_u^{\frac{1}{2}} \quad [-] \quad (2.102)$$

С физичког аспекта треба напоменути да је специфична учестаност обртања величина сразмерности. Поред већ наведених дефинисаних израза с обзиром на јединичне радне параметре она чини комплекс основних Q , Y , n . Специфична учестаност обртања је основни параметар за класификацију радног кола турбине (Франсис, Пелтон, Каплан, Дериаз и др.). Другим речима, одређује се област примене турбине за поједине радне параметре. Често се може применити и друга врста турбине која специфичном учестаношћу не покрива предвиђени опсег учестаности, али је питање са каквим степеном корисности ће таква турбина да ради.

2.6.6.5. Прорачун степена корисности сличних турбина

Вредност степена корисности водних турбина зависи у првом реду од облика пресека проточног пресека и величине процепа. Степен корисности модела се најчешће испитује мерењима на испитном столу, док се за изведени објекат у МХЕ одређује прорачуном на основу теорије сличности. Тешко је на изведеном објекту посебно мерити поједине степене корисности, нпр. запремински, хидраулични и механички, већ је уобичајено да се за изведени објекат утврђује укупни степен корисности. Претпоставља се да сви хидраулични губици струјне енергије у машини настају због вискозног трења и могу да се доведу у везу са Рејнолдсовим бројем. Ова претпоставка коришћена је код Франсисових турбина и води до следећег израза за прелаз са модела на објекат [3]:

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_M) \cdot \left(\frac{D_M}{D_0}\right)^{\frac{1}{4}} \quad [-] \quad (2.103)$$

ако је коефицијент геометријске сличности $\lambda = D_0/D_M < 10$ [3]. Ако се узме у обзир и утицај јединичног рада онда се добија:

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_M) \cdot \left(\frac{D_M}{D_0}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{Y_M}{Y_0}\right)^{\frac{1}{10}} \quad (2.104)$$

За Капланове и пропелерне турбине користе се следећи изрази:

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_M) \cdot [0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{D_M}{D_0}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \left(\frac{Y_M}{Y_0}\right)^{\frac{1}{10}}] \quad (2.105)$$

Овај израз је усаглашен са експерименталним мерењима и у првом реду зависи од вискозног трења и од геометрије машине. Вредност 0,3 у средњој загради на десној страни израза је на основу искуства и врло проблематична.

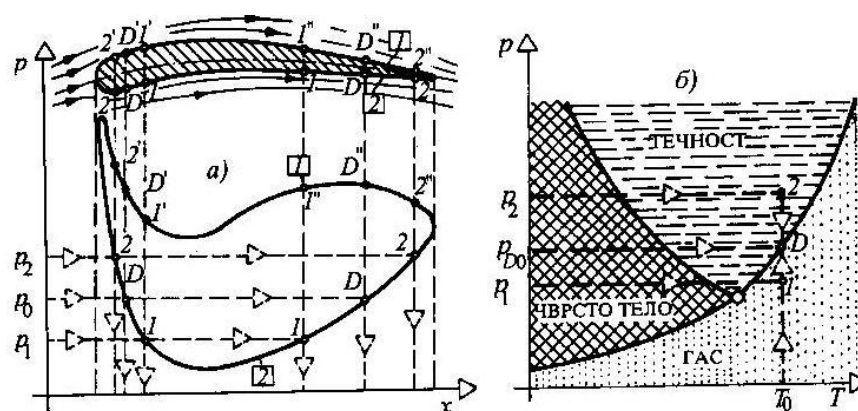
Код Пелтонових турбина прерачунавање степена корисности с модела на објект на основу теорије сличности се не изводи. Обично се узима да је степен корисности модела једнак степену корисности објекта.

2.7. Критичне појаве у турбомашинама

У турбомашинама се за време рада могу појавити одређени феномени који могу битно утицати на квалитет њихових радних карактеристика. Код хидрауличних турбомашина ови феномени су везани за појаву кавитације.

2.7.1. Појам кавитације

Једно од важних својстава реалних флуида је да они могу да мењају своја агрегатна стања, а све зависно од спољашњих услова којима се подвргну. Снижавањем температуре при одржавању константног притиска испод одговарајуће вредности (тачка мржњења) течни флуид прелази у чврсто стање, а повећањем његове температуре изнад одговарајуће вредности (тачка кључања) течни флуид прелази у гасовиту фазу. Тачка мржњења и тачка кључања сваког реалног флуида функције су температуре и притиска. Зна се да свакој вредности притиска одговара једна вредност температуре мржњења или кључања. Тако, на пример, ако се притисак у течном флуиду при константној температури снизи испод вредности која одговара тачки кључања, онда ће он прокључати, при чему ће се у њему појавити и гасовита фаза (слика 2.14). У хидрауличним турбомашинама, у току рада, може на одговарајућим локацијама да притисак у радној течности опадне испод оног који одговара њеној тачки кључања на тој температури, услед чега ће се на том месту појавити парна фаза (локално кључање). Створени мехурићи парне фазе путују низводно са течном фазом и доспевају у зоне већег притиска, услед чега долази до нагле кондензације парне фазе и ишчежавања мехурића. Ова појава, да се на константној температури радне течности због снижавања и пораста притиска у њој појављују и нестају парни мехурићи, назива се кавитацијом.

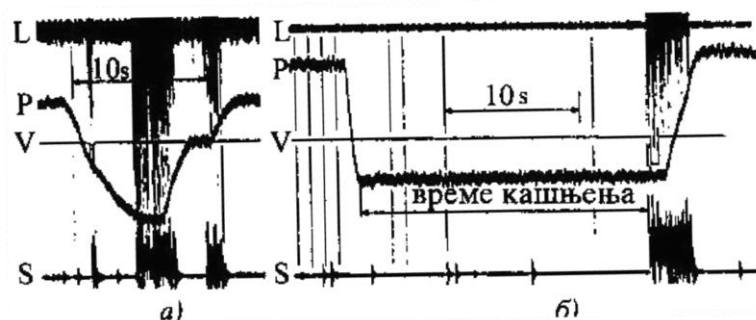


a – распоред притиска у радном флуиду при опструјавању лопатике проточног органа турбомашине,
б – приказ механизма развоја кавитације при опструјавању лопатике проточног органа турбомашине
 (прикажаног на слици 5.1. – а) у p - T координатном систему

Слика 2.14. Графичка интерпретација настанка кавитације [4]

Ниски притисци при којима радна течност почиње испаравати могу се појавити, поред наведеног разлога, и због дејства инерцијских сила на њу и тада се има посла са инерцијском кавитацијом. Инерцијска кавитација може се појавити под врло различитим околностима. Код хидрауличних турбина она се може појавити због наглог затварања преткола, што изазива раскидање течне масе која испуњава турбину и дифузор; код бродских пропелера кавитација ове врсте јавља се због наглог покретања пропелера, итд. Такође, треба напоменути да разне вибрације могу бити узрок појаве инерцијске кавитације, нарочито ако се ради о блиским површинама (заптивачи, итд.), јер ако је одмицање једне од површина довољно брзо, долази да знатнаг потпритиска, зато што се ослобођени простор тешко испуњава течномшћу. Простор без течности (каверна) настао услед инерцијског дејства на течност, који се због наглог снижавања притиска испуњава паром течности, поново се затвара када дође до повећања околног притиска. Затварање каверне завршава се сударом делића течности који са свих страна струје према центру каверне. Тај судар, због незнатне компресибилности течности, праћен је одговарајућим локалним порастом притиска, који може попримити врло велики износ. Уопштено говорећи, пораст притиска услед судара биће утолико већи, што наглије дође до промене околног потпритиска у натпритисак. Када до затварања каверне дође уз зид хидрауличне турбомашине, ударац који том приликом настаје може проузроковати оштећење. Ако је каверна већих димензија (нпр. прекидање водене масе у дифузору турбине), угрожена је конструкција у целини, а ако се ради о ситним кавернама, оштећује се материјал зидова. Ова оштећења, као што то искуство показује, су претежно механичког карактера, што даје довољно јасну представу о величини поменутих сударних притисака (слика 2.15). Значајно је још приметити да се кавитација може појавити и при релативно високим апсолутним притисцима у струјној течности услед појаве великих смицајних напона или великих градијената притиска. Без обзира на разлоге настанка, кавитација мења структуру струјног тока, а то, с друге стране, доводи до промене радног режима хидрауличне турбомашине у којој се појавила кавитација.

Кавитациона зона, у радним органима хидрауличних турбомашина мења ефективни облик проточних простора, што доводи до нежељених енергијских губитака тј, смањивања напора и протока турбомашине и умањења њеног коефицијента корисности.



Слика 2.15. Типични осцилограми притиска при започињању и престанку кавитације [4]

Кавитациона зона у радним органима хидрауличних турбомашина мења ефективни облик проточних простора, што доводи до нежељених енергијских губитака тј, смањивања напора и протока турбомашине и умањења њеног коефицијента корисности. Нестационарност кавитацијске области и настајање секундарних струјања услед тога, доводе да значајних пулзација притиска у струји радне течности, што условљава појаву динамичке интеракције између околних зидова и струје радне течности. Резултати испитивања указују на појаву великих вибрација турбомашине у којој долази до кавитације. Нестајање каверни приликом њиховог доласка у зоне вишег притиска условљено је наглом кондензацијом паре у њима, услед чега се околна течност нагло, са великим убрзањем, устремљује према центру каверне (долази до имплозије каверне), што условљава велике ударне импулсе који су праћени карактеристичним звуцима који изазивају повећање општег нивоа буке. Образовање кавитацијских зона у међулопатичним каналима радних кола хидрауличних турбомашина изазива промену густине радне течности, што често може довести до појаве дебаланса радног кола. Да би се избегле ове појаве мора да се повећавају зазори између радног кола и непокретних елемената кућишта, што с друге стране има за последицу повећање запреминских губитака и погоршавање енергијских карактеристика турбомашине. У хидрауличним турбинама појава кавитације може често изазвати и појаву хидрауличног удара при коме притисак може да прерасте за неколико пута прорачунски ниво. Као што је напред речено, уништавање каверни које се налазе уз зидове проточног простора изазива разарање зидова. Узрок површинском разарању чврсте површине деловањем кавитације најчешће се приписује замору материјала, који временом попусти под учесталим налетима таласних удараца. У конструкцијском материјалу од кога је израђена турбина никада нису једнаки напони у свим тачкама него су негде већи а негде мањи. Ова неравномерност напона појачава се ударним импулсима насталим при кавитацији, што отпорност на замор смањује и после одређеног времена доводи до локалног разарања површине. Теорија о кавитацијском замарању материјала има највише присталица, мада има стручњака који тврде да је основни узрок површинском разарању - корозија, као последица хемијских, топлотних и електричних појава, а да радна течност сама односи материјал слично ерозији земљишта.

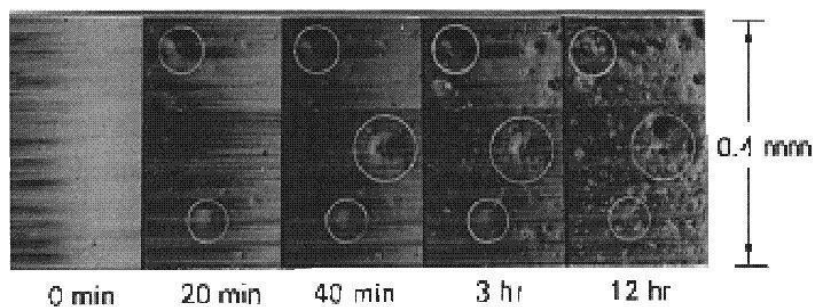
Механичка разарања зидова радних органа хидрауличних турбомашина могу за веома кратко време достићи размере које практично онемогућавају њихову нормалну експлоатацију (слика 2.16).



Слика 2.16. Радно коло Франсисове турбине са лопатицама оштећеним кавитацијом [5]

Утицај кавитације на рад хидрауличне турбомашине зависи од стадијума њеног развитка. Дељење процеса развитка кавитације на различите стадијуме врши се у складу са размерама и нивоима кавитације, а могу се разликовати три основна стадијума: почетна кавитација, делимично развијена и потпуно развијена кавитација. Почетна кавитација карактерише се малом висином шума, постојањем мале количине кавитацијских каверни (мехура) које образују нестационарну кавитацијску зону. Као по правилу спољашње радне карактеристике турбомашине се при овом стадијуму не мењају.

Делимично развијена кавитација карактерише се постојањем стационарне кавитацијске зоне одређених размера, која мења ефективни облик усмерних површина и смањује „живи“ попречни пресек струје радне течности, а доводи до локалног пораста брзина струјања и условљава појаву секундарних струјања у течности. Због повећања енергијских губитака погоршавају се спољашње радне карактеристике турбомашине, значајно се појачава шум и јављају се вибрације машине.

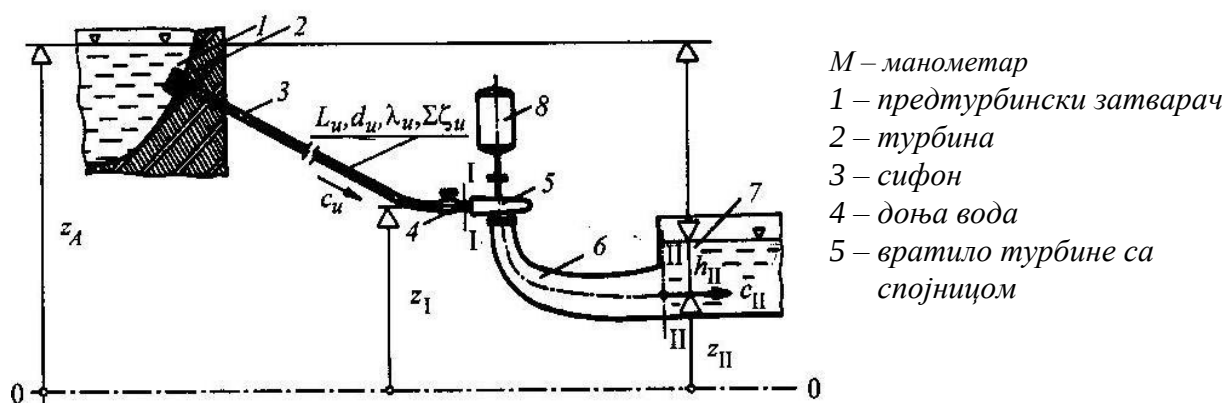


Слика 2.17. Оштећења материјала радног кола турбине услед изложености кавитацији [6]

При потпуно развијеној кавитацији долази до прекида нормалног рада турбомашине. Њене спољашње радне карактеристике постају тотално неприхватљиве, а рад је праћен великим шумовима, интензивним вибрацијама и као по правилу тада се радом турбомашине не може управљати.

2.7.2. Кавитацијска резерва турбине

Код хидрауличних турбина критично место, с обзиром на појаву кавитације, представља пресек 2 – 2 (слика 2.18.) непосредно на излазу из турбине, јер се у њему јављају најмањи притисци у радној течности. Да у пресеку 2 – 2 (слика 2.18.) не би дошло до појаве кавитације апсолутни притисак у том пресеку не сме бити мањи или једнак притиску испаравања радне течности на датој радној температури. Међутим, то испуњавање овога услова не значи и довољан услов да у међулопатичним каналима не дође до кавитације, јер локални и тренутни падови притиска у радној течности могу бити знатно већи него у пресеку 2 – 2. Због тога се у пресеку 2 – 2 (слика 2.18.) мора обезбедити одређени вишак струјне енергије у односу на критичну притисну енергију при којој радна течност почиње да испарава на радној температури.



Слика 2.18. Хидраулична турбина са делом доводног цевовода и сифоном [4]

Минимални вишак струјне енергије радне течности у пресеку где се везује кућиште турбине са дифузором (пресек 2 – 2, сл. 2.18.) изнад критичне притисне енергије, при којој радна течност почиње да кључа на радној температури, који обезбеђује да она ради на граници кавитације, назива се кавитацијском резервом турбине и дефинише изразом (2.106), [4]:

$$NPSE_T = \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \right) - \frac{p_D}{\rho} \quad [\text{J/kg}] \quad (2.106)$$

где је:

$NPSE_T$ [J/kg] - кавитацијска резерва турбине

p_2/ρ [J/kg] - притисна енергија радне течности на улазу у дифузор турбине

$c_2^2/2$ [J/kg] - кинетичка енергија радне течности на улазу у дифузор турбине

p_D/ρ [J/kg] - притисна енергија радне течности, за радну температуру, при којој почиње њено испаравање.

Дељењем кавитацијске резерве турбине $NPSE_T$, при сваком протоку радне течности, са одговарајућом вредношћу напора турбине Y добија се кавитацијски коефицијент турбине [4], тј:

$$\sigma_T = \frac{NPSE_T}{Y} \quad [-] \quad (2.107)$$

Где је са σ_T означен кавитацијски коефицијент турбине, који се често користи као кавитацијска карактеристика турбине.

2.7.3. Кавитацијска резерва постројења хидрауличне турбомашине

Свака хидраулична турбомашина има јасно дефинисане потребе у погледу кавитацијске резерве при сваком режиму рада. Међутим, ниво струјне енергије радне течности који одређује кавитацијску резерву зависи од извођења постројења турбомашине.

2.7.3.1. Кавитацијска резерва турбинског постројења

Струјна енергија радне течности на улазу у дифузор хидрауличне турбине (слика 2.18.) може се према [4] изразити, за хидрауличке и геометријске параметре везане за дифузор и доњу воду, као што следи:

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = \frac{p_0}{\rho} - g \cdot H_s + Y_{vD} \quad (2.108)$$

што омогућава да се израз (2.108) сведе на израз:

$$NPSE_{AT} = \frac{p_0 - p_D}{\rho} - g \cdot H_s + Y_{vD} \quad (2.109)$$

где је:

- $NPSE_{AT}$ [J/kg] - кавитацијска резерва турбинског постројења,
- p_2/ρ [J/kg] - притисна енергија на слободној површини доње воде,
- p_D/ρ [J/kg] - притисна енергија радне течности за дату радну температуру, при којој почиње њено кључање.
- H_s [m] - црпна висина дифузора,
- Y_{vD} [J/kg] - хидраулични губици у дифузору.

У пракси је уобичајено да се при израчунавању кавитацијске резерве турбинског постројења не узимају у обзир губици у дифузору ($Y_{vD} \approx 0$) [4], па је уобичајени израз:

$$NPSE_{AT} = \frac{p_0 - p_D}{\rho} - g \cdot H_s \quad (2.110)$$

Кад год је у радној тачки $NPSE_{AT} > NPSE_T$, онда турбина неће кавитирати, а када је $NPSE_{AT} < NPSE_T$ онда ће кавитирати. У случају када је $NPSE_{AT} = NPSE_T$, онда ће турбина радити на граници кавитације.

Максимална висина сисања H_s на коју се сме подићи турбина изнад доње воде може се наћи из израза (2.109), стављајући у њему да је $NPSE_{AT} = NPSE_T$, одакле следи:

$$H_s = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{p_0 - p_D}{\rho} - NPSE_{Ak} \right) \quad (2.111)$$

Слично кавитацијском коефицијенту турбине може се дефинисати и кавитацијски коефицијент турбинског постројења:

$$\sigma_{AT} = \frac{NPSE_{AT}}{Y} \quad [-] \quad (2.112)$$

Аналізу о томе у каквим ће кавитацијским условима радити одређена турбина може се извршити и преко њених коефицијената кавитације на исти начин као и код турбопумпи.

2.8. Улога херметичких оклопа и дифузора (сифона) при размени рада у хидрауличним машинама

Као саставни делови хидрауличних турбина редовно се срећу херметички оклопи и дифузори (сифони). Херметички оклопи се користе код акцијских хидрауличних турбина а дифузори (сифони) код реакцијских хидрауличних турбина.

Ови конструкцијски делови имају задатак да повећају учинак енергетског постројења у које се турбина уграђује.

Израз за напор хидрауличних турбина може се према [4] изразити на следећи начин:

$$Y = \frac{P_1 - P_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) \quad (2.113)$$

Величина напора који се ставља турбини на располагање, а према томе и произведени технички рад на излазном вратилу, зависиће од вредности улазних и излазних енергијских параметара струје радног флуида.

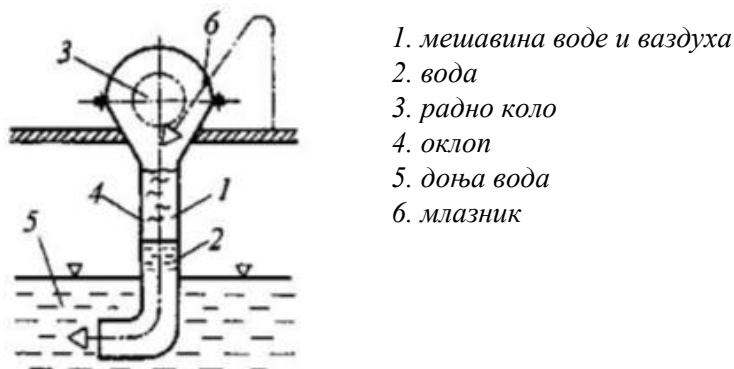
Анализом израза (2.113) може се констатовати да би се нето напор турбине Y могао повећати (односно што је могуће мање смањити њен расположиви бруто напор Y_{br}) ако би се одговарајућим мерама утицало да се повећају притисак и брзина радног флуида на улазу у турбину, као и висина средишта улазног пресека, а смањили исти ти параметри на излазу из турбине.

Брзина струјања c_1 радног флуида лимитирана је односним хидрауличним губицима у доводном цевоводу турбине, односно смањењем нето напора турбине, а такође и абразивном отпорношћу материјала од кога је доводни цевовод изграђен. То говори да се не може на повећање напора турбине утицати повећањем брзине радног флуида на улазу у хидрауличну турбину. Ово тим пре, јер са растом кинетичке енергије у радном флуиду опада притисна енергија.

Пошто је интензитет излазне брзине c_2 радног флуида из турбине једнозначно (за задати проток) одређен величином излазног попречног пресека турбине, сигурно је да се излазна брзина радног флуида не може смањити, а према томе ни напор турбине повећати, испод одређене вредности, јер турбина мора имати коначне димензије. Коначне димензије турбине успостављају и тачно одређене величине висина z_1 и z_2 , па се њиховим варирањем не може утицати на повећање напора. С друге стране, повећање напора на рачун повећања улазног притиска радног флуида за једно већ изведено турбинско постројење, има неког, изузев теоријског, смисла. Ово због тога, што је притисак радног флуида на улазу у

турбину дефинисан висинском разликом турбине и нивоа акумулационог језера и пречником доводног ценовода. И једна и друга поменућа величина унапред су дефинисане, прва природним условима терена, а друга допуштеним вредностима брзине струјања радног флуида кроз ценовод и економским условима. Једини параметар који има значаја за напор, а који се може варирати, је притисак радног флуида на излазу из турбине. Наиме, смањивањем излазног притиска p_2 , може се знатно повећати напор турбине. Треба и овде напоменути да је минимална вредност притиска у радном флуиду на излазу из турбине ограничена, јер, у супротном, лако би могло да дође до кавитације.

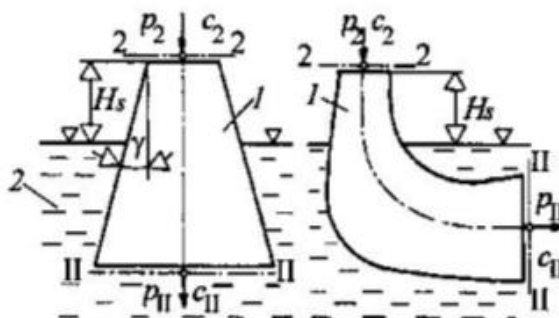
За смањивање притиска у радном флуиду на излазу из хидрауличне турбине примењују се различити поступци. Тако, на пример, код акцијских турбина, смањивање излазног притиска врши се конструкцијским извођењем херметичког оклопа приказаног на слици 2.19.



Слика 2.19. Шематски приказ херметичког оклопа [4]

Као што се види на слици 2.19, уместо да радни флуид после напуштања лопатичног система радног кола слободно пада кроз атмосферу у доњу воду, при чему би излазни притисак p_2 био једнак атмосферском, овде је радни процес одвојен од околине. Радни флуид се у току рада турбине меша са ваздухом и односи га са собом у доњу воду, што доводи до стварања потпритиска око млазника, односно смањивања излазног притиска из турбине.

Код реакцијских хидрауличних турбина притисак у радном флуиду на излазу вештачки се смањује продужавањем кућишта турбине у виду дифузора (слика 2.20).



1 – дифузор (сифон) 2 – доња вода

Слика 2.20. Врсте дифузора код реакцијских хидрауличних турбина [4]

Дифузор је хидраулични елемент чији се пресеци постепено шире у смеру којим радни флуид истиче из турбине. Струјање у њему може се приближно описати енергијском једначином и једначином континуитета, које се, примењене на услове дате на слици 2.20. своде на:

$$p_2 = p_0 - \rho \cdot g \cdot H_s - \rho \cdot \eta_d \cdot \frac{c_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_{II}} \right)^2 \right] \quad (2.114)$$

где је:

p_2	[Pa]	- притисак у радном флуиду на излазу из турбине,
p_0	[Pa]	- притисак околине изнад доње воде,
H_s	[m]	- положај излаза турбине у односу на доњу воду,
η_d	[-]	- степен корисности дифузора,
A_2, A_{II}	[m ²]	- површине улазног и излазног пресека дифузора.

На основу једначине (2.20) стиче се утисак да би се притисак у радном флуиду на излазу могао смањити подизањем турбине изнад нивоа доње воде и повећањем излазног пресека дифузора на врло велику вредност. Обе поменуте величине могу се варирати у ограниченим дијапазонима; прва због тога што би њена велика вредност изазвала пад притиска испод дозвољеног, тј. појаву кавитације, а друга због тога што би то условило исувише велику дужину дифузора, а самим тим и хидрауличке губитке, односно смањење степена корисности дифузора.

Може се поставити питање: да ли је могуће извести дифузор са великим повећањем попречног пресека од улаза до излаза на малој дужини? Одмах треба рећи да се то избегава због немогућности „живе“ струје радног флуида да следи тако нагло повећање попречног пресека. У том случају долази до тзв. инерцијског одлепљивања „живе“ струје радног флуида од зидова дифузора, што изазива појаву вртложних зона уз зидове („мртве“ зоне у радном флуиду), које смањују учинак дифузора преко смањења његовог степена корисности. Искуство је показало да се оптимални углови γ дифузора (сл. 2.20) крећу у границама $\gamma = (3 \div 5)^\circ$ [4]. Ако се жели повећање угла $\gamma = (7 \div 8)^\circ$ [4] без бојазни да се радни флуид инерцијски одлепљује од зида, мора се флуидним делићима саопштити умерена обимска компонента брзине приликом уласка у дифузор. Ово изазива центрифугалне силе које делиће радног флуида „вуку“ према зидовима. Са величином обимских брзина не сме се претеривати, јер превелике обимске компоненте брзина могу, према теорији инерцијског одлепљивања, да изазову стварање „мртве“ зоне у радном флуиду око осе дифузора.

У зависности од величине уградбеног простора користе се прави и криви дифузори (слика 2.20). Криви дифузори имају мањи коефицијент корисности, али захтевају мање грађевинске радове при уградњи.

3.0. Пелтонове турбине

3.1. Увод

Најчешћи случај примене акцијске водне турбине у извођењу МХЕ је Пелтонова турбина. Предност њене примене лежи у томе што је у конструктивном и хидрауличном погледу релативно најједноставнија. Област њене примене за МХЕ креће се за јединичне радове $Y = 500 - 4000 \text{ J/kg}$ и протоке $Q = 0,2 - 3 \text{ m}^3/\text{s}$ [2]. Ако се МХЕ изводи као микроелектрана онда се област примене Пелтонове турбине простире и за јединичне радове $Y < 200 \text{ J/kg}$ и протоке $Q = 0,08 - 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$. Доводни уређај чини млазница са регулационом иглом. Млазница је кружног пресека и из ње истиче вода и удара у лопатицу радног кола, па се каже да је Пелтонова турбина са парцијалним пуњењем, јер се вода не доводи по читавом обиму радног кола. Млаз воде удара тангенцијално на подеони круг лопатице. У млазници се укупно доведени јединични рад трансформише у кинетичку енергију, због чега вода из млазнице излази великом брзином ван [3]:

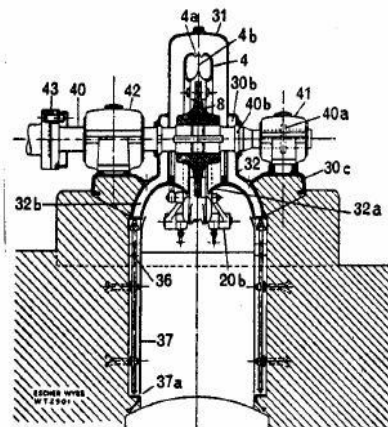
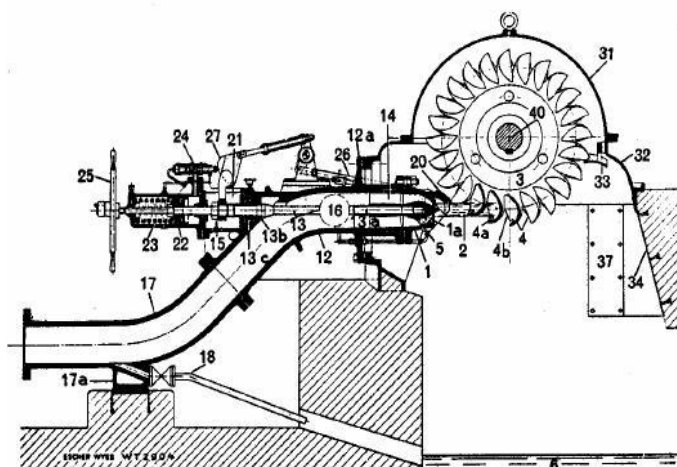
$$v = \varphi \sqrt{2Y} = (1,343 - 1,372) \sqrt{Y} \text{ [m/s]} \quad (3.1)$$

где је φ коефицијент контракције млаза и обично има бројну вредност $\varphi = 0,95 - 0,973$ [3], при степену корисности млазнице $\eta_{ml} = 0,95 - 0,98$ [3]. Дизајн Пелтонове турбине је предодређен специфичним протоком воде, преносном и ротационом брзином. Број млазница турбине зависи од вредности брзине, где повећање специфичне брзине воде значи повећање броја млазница. Ова зависност пружа ширу могућност избора броја млазница конструктору електране. Ако се на пример на основу добијеног прорачуна треба одлучити између турбине са четири или пет млазница, треба знати да ће цена израде турбине са пет млазница бити знатно нижа од турбине исте снаге са четири млазнице. Међутим, потребно је да млазнице буду на таквом међусобном одстојању да млазеви воде немају негативног међусобног утицаја, а у пракси то значи да је број млазница код Пелтонове турбине ограничен на шест, а значајна брзине на $\Omega = 0.2$. [7]

Пелтонове турбине могу бити инсталиране на хоризонталном или вертикалном вратилу. Хоризонталне инсталације се срећу у случајевима турбина малих и средњих брзина са једном или две млазнице. Ретки су случајеви ових инсталација са четири млазнице.

3.2. Хоризонталне Пелтонове турбине

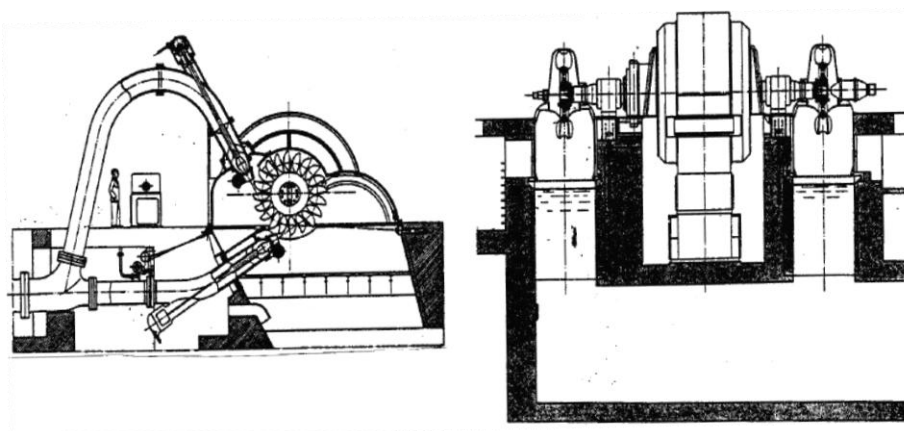
Вода из доводне цеви (12) пролази кроз млазницу (1) одакле на атмосферском притиску, у облику компактног млаза, струји до лопатице (4). Након интеракције воденог млаза и лопатице, вода се слива низ отворе до одводног канала (6), слика 3.1.



- | | | |
|--------------------------------|----------------------------|--|
| 1. Млазница | 13. Игласта шипка | 25. Контролни вентил |
| 2. Млаз | 17. Излазно подручје | 31, 32. Кућиште турбине |
| 3. Радно коло | 18. Одводна цев | 32.a. Застор за одвођење воде из радног кола |
| 4. Лопатица радног кола | 20. Дефлектор (одбојник) | 32.b. Дренажни канали |
| 5. Игласта глава | 21. Повратна веза (шипка) | 34. Челична облога |
| 6. Ниво воде у одводном каналу | 22. Клип сервомотора | 40. Турбинско вратило |
| 8. Ротациони диск | 23. Опруге | 40.a. Место за аксијални лежај |
| 12. Улазно подручје | 24. Електромагнетни вентил | 42. Лежај |
| | | 43. Спојница |

Слика 3.1. Хоризонтална Пелтонова турбина са једном млазницом (лево – радијални пресек, десно – уздужни пресек) [7]

На слици 3.2 приказана је Пелтонова турбина са два радна кола и две млазнице на сваком колу.

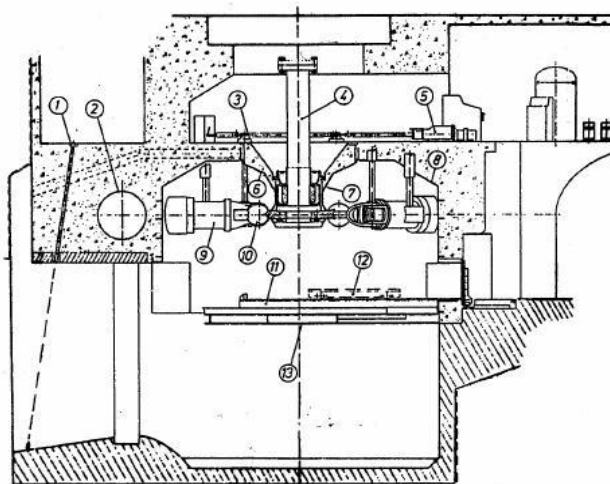


Слика 3.2. Попречни пресек хоризонталне Пелтонове турбине са два радна кола и две млазнице на сваком колу [7]

3.3. Вертикалне Пелтонове турбине

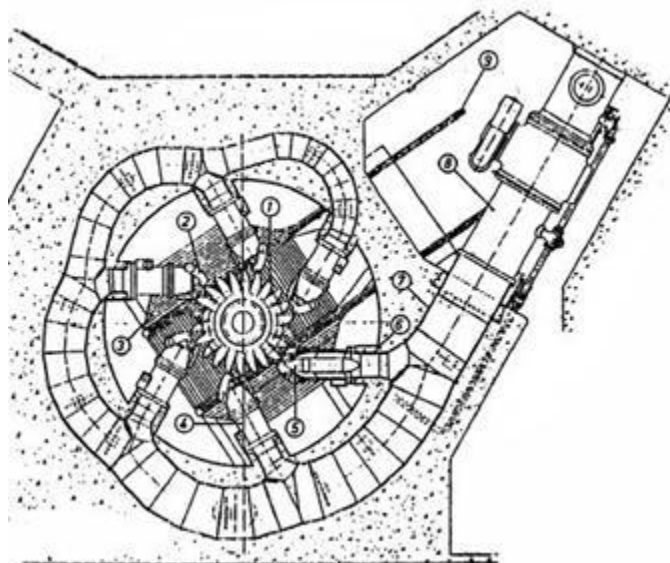
Пелтонове турбине релативно већих димензија и са више млазница најчешће се постављају на вертикално вратило. Млазнице се распоређују симетрично око радног кола тако да сила коју преносе радном колу буде подједнако распоређена. Сlike 3.3a и 3.3б приказују хоризонтални и вертикални пресек вертикалне Пелтонове турбине са шест млазница.

1. Цев за тест ефикасности
2. Разводна цев
3. Дефлекторски механизам
4. Турбинско вратило
5. Сервомотор дефлектора
6. Поклопац лежишта радног кола
7. Лежај
8. Турбинско вратило
9. Кућиште турбине
10. Радно коло
11. Шине теретних кола радног кола
12. Теретна кола
13. Контролна платформа



Слика 3.3a. Вертикална вишемлазна Пелтонова турбина, вертикални пресек [7]

1. Радно коло
2. Дефлектор (одбојник)
3. Контролна платформа
4. Главни инјектор са игластим сервомотором
5. Игла
6. Рачва
7. Разводник
8. Експанзиона/раставна веза
9. Шине теретних кола за монтажу радног кола



Слика 3.3б. Вертикална вишемлазна Пелтонова турбина, хоризонтални пресек [7]

3.4. Основне компоненте и њихова функција

3.4.1. Радно коло

Радна кола Пелтонових турбина могу бити дизајнирана за изливање заједно са лопатицама, тзв. монолитна радна кола или за засебну израду ротационог диска и лопатица. Први начин израде је популарнији и чешће примењиван у савременим постројењима великих снага и димензија. Неки детаљи лопатица приказани на слици 3.1 показују како произвођачи уз употребу шrafoва (9) такође употребљавају игле (10) или клинове (11) за њихово причвршћивање. Лопатице радног кола заједно са радним колом ротирају пролазећи кроз млазеве воде, фреквенцијом сразмерној угадној брзини радног кола и броју млазница турбине. Током овог процеса оне су изложене ударним оптерећењима исте учесталости, што изазива напрезање шrafoва. Како би ојачале везу шrafoвима, коничне игле се стављају у посебно за њих начињене отворе, при чему део оптерећења између лопатица и ротационог диска преузимају на себе. Уколико су превише слабе могу се употребити клинови. Материјал ротационог диска и лопатица се бира на основу оптерећења, садржаја песка у води и других страних утицаја, а то може бити ливено гвожђе, ливени челик или лив висококвалитетне легуре алуминијума и челика [7]. За веће турбине важнији страни утицаји су кавитација, ерозија песком садржаним у води пуцање услед замора материјала. Радна кола која раде у таквим условима лију се од легираног челика са 13% Cr и 4% Ni [7]. Материјал мора имати и добре особине заварљивости, што утиче на његову чврстоћу.

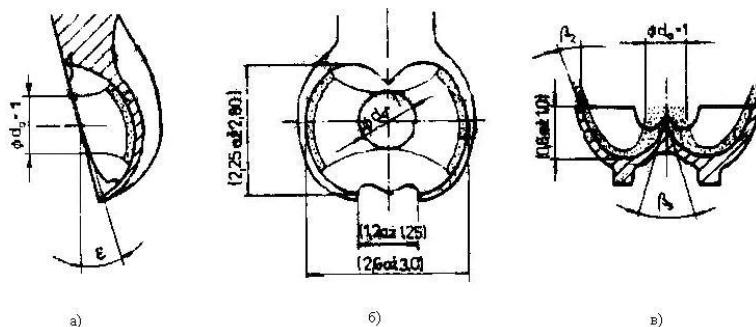
Пресудан утицај на ефикасност турбине има облик њених лопатица. Димензије радног кола и лопатица се одређују на основу пречника d_0 (слика 5.13.а,б,в). Величине које се између осталог одређују су пречници D_1 и d (слика 5.14). Међусобни однос пречника D_1 и d_0 је дефинисан изразом (3.2), [3]:

$$D_1 / d_0 = 18 \div 13 \quad [-] \quad (3.2)$$

Величина пречника радног кола D_1 зависи у првом реду од обимске брзине, која се одређује према [3], изразом:

$$u = (0,655 \div 0,670) \cdot \sqrt{Y} \quad [m/s] \quad (3.3)$$

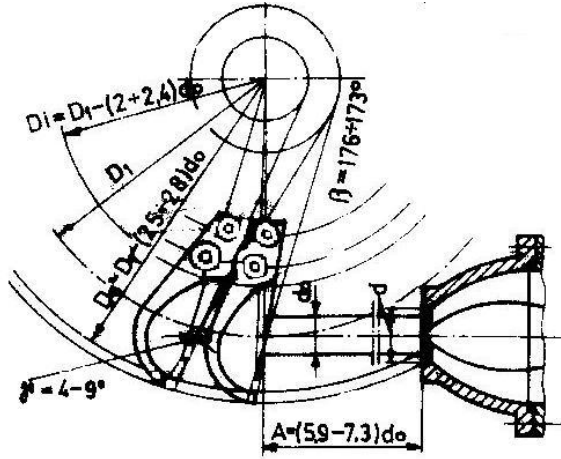
при чему се постиже хидраулички степен корисности $\eta_h = 0,90$ [3].



Слика 3.4. Лопатице радног кола Пелтонове турбине [3]

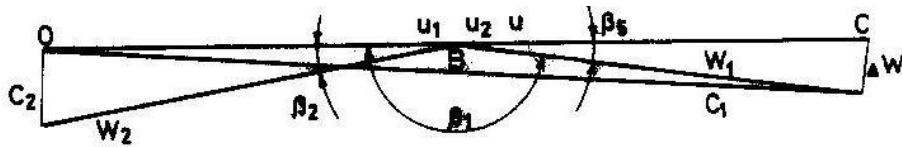
Излазна апсолутна брзина воде с лопатица радног кола c_2 се рачуна према изразу (3.4), [3]:

$$c_2 = (0,2 \div 0,7) \cdot \sqrt{Y} \quad [\text{m/s}] \quad (3.4)$$



Слика 3.5. Шематски приказ радног кола и млазнице са димензијама [3]

Улазни и излазни троугао брзина Пелтонове турбине приказан је на слици 3.6. Приказане релативне брзине важе за турбину са једном млазницом. Угао лопатица β_3 који дели лопатицу на два дела елипсоида налази се у границама $\beta_3 = 20 - 30^\circ$. Половина овог средишног угла је улазни угао тока воде на лопатице, дакле $\beta_1 = 10 - 15^\circ$, док је излазни угао $\beta_2 = 4 - 10^\circ$ [3].



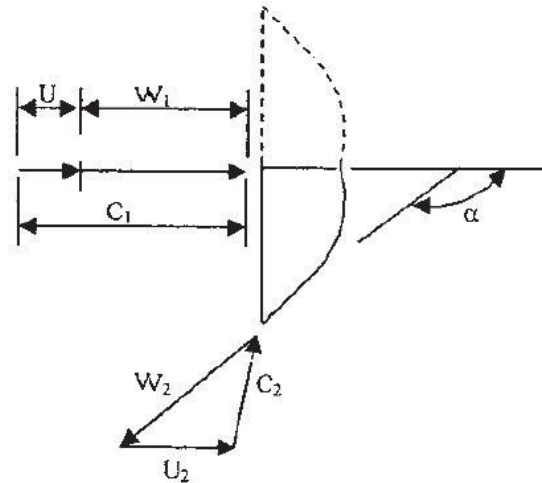
Слика 3.6. Троуглови брзине Пелтонове турбине [3]

Од тачке O па до тачке C представљена је брзина c , којом вода истиче из млазнице. Дуж $|OB|$ представља обимску брзину u којом се обрће радно коло са лопатицама. Улазна и излазна обимска брзина су једнаке, дакле $u_1 = u_2$, и ова обимска брзина једнака је скоро половини брзине којом вода истиче из млазнице. Релативна брзина струје течности наилази на једну половину лопатице под углом β_1 , који је једнак половини угла сечице, дакле $\beta_1 = \beta_3 / 2$. Тачка B у троуглу брзина налази се на половини дужи $|OC|$ пошто је $w_1 = w_2$, јер је при овом услову испуњен услов да обимска компонента апсолутне брзине струјања c_{2u} буде једнака нули, дакле $c_{2u} = 0$. У том случају за акције водне турбине каква је и турбина типа Пелтон, енергијска Ојлерова једначина има облик:

$$Y\eta_h = u_1 \cdot c_{1u} \quad [\text{J/kg}] \quad (3.5)$$

дакле, јединични рад зависи од величине обимске компоненте апсолутне брзине воде на улазу у радно коло c_{1u} .

Лопатице радног кола постављају се на венац заваривањем или увртањем по обиму, али се при томе апсолутно мора обезбедити да све сечице лопатица леже у једној равни, јер у противном може доћи до осцилација радног кола, што доводи до оштећења лежајева, хаварије и испадања турбине из рада. На слици 3.7. су шематски приказани троуглови брзина на уласку и изласку воденог млаза на и из лопатице Пелтонове турбине.



Слика 3.7. Шематски приказ лопатице и троуглови брзина Пелтоне турбине [8]

О квалитету Пелтонове турбине, поред степена корисности, указују и хидраулични губици у радном колу ζ , као и однос обимске и апсолутне брзине на уласку у радно коло:

$$Y\eta_h = u_1 \cdot c_{1u} \quad (3.6)$$

За одређивање хидрауличног степена корисности турбине који није у функцији са протоком важи израз (3.7), [3]:

$$\eta_h = 2 \cdot (1 - \xi \cos \beta_2) \cdot \psi \cdot \eta \cdot (1 - \psi) \quad (3.7)$$

Овај израз претпоставља да се знају хидраулични губици у радном колу и степен корисности млазнице. При овом се претпоставља да јединична брзина обртања има вредност $n_H = 0,20 \div 0,23$ [3].

Дизајн радног кола турбине прати велики напор усмерен на теоријске анализе и експериментална испитивања модела како би се повећале карактеристике ефикасности. Ограничења у облику лопатица су увек присутна и она су негде између хидраулично и структурно идеалних. Површине преко којих прелази млаз воде су брушене, глачане и полиране до предвиђених облика. Правилност се провера упоређивањем са оптималним упоредним узорком. Део површине леђне стране лопатица је изложен дејству воденог млаза и на њој може доћи до пуцања услед замора материјала, тако да су због тога обрађене брушењем и полирањем. Ротациони диск је за вратило причвршћен шрафовима и наврткама. Шрафови се уврћу у отворе на избочинама вратила, на чијем излазу се чврсто дотежу наврткама. Овај спој омогућава једноставну демонтажу и замену ротационог диска. Спој је остварен фрикционом везом, што изазива напоне у шрафу. Навртку од утицаја воде штити облога [7].

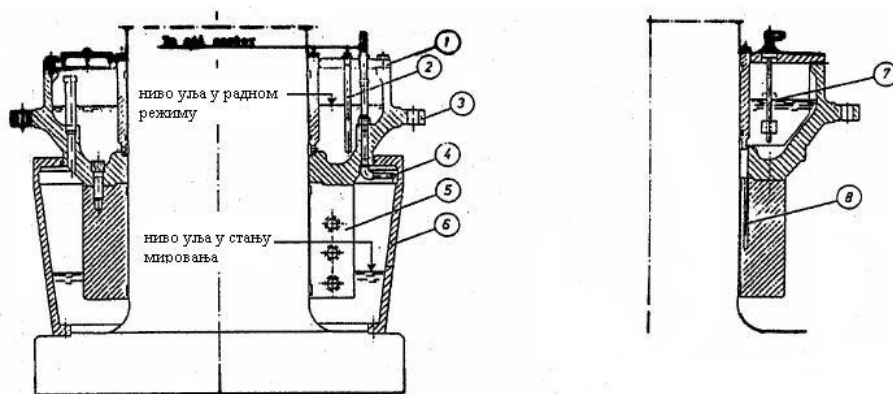
3.4.2. Вратило

Вратило код постројења са вертикалном Пелтоновом турбином најчешће је израђено од кованог *Siemens-Martin* челика са интегрисаним прирубницама на оба краја. Средином вратила убушена је рупа целом његовом дужином. Површина вратила је машински обрађена на стругу до прописаних толеранција.

3.4.3. Радијални лежајеви

На слици 3.8 је приказан радијални лежај Пелтонове турбине. Кућиште лежаја (3) се састоји из два међусобно зашрафљена дела монтирана у отвору за вратило у лежишту радног кола. Два зашрафљена полукружна елемента заједно формирају чауру лежаја у облику цилиндра, који је монтиран на нижој страни кућишта лежаја (3). У цилиндар су фиксирана четири метална јастучића, који обезбеђују правилно центрирање вратила. Уљни цепови између фиксираних јастучића формирају улаз расхладном средству за подмазивање. У стању мировања целокупна запремина уља се налази у ротирајућем уљном резервоару (6) који обавија кућиште лежаја. При ротацији уза зид резервоара се формира уљни слој. Непокретна цевчица (4) је инсталирана тако да јој је један крај усмерен супротно преносној брзини уља у уљном резервоару (6). Повезује кућиште лежаја (3), спољашњи уљни хладњак и горњи уљни резервоар. Разлика притисака у цевчици изазива кретање уља из доњег резервоара, кроз спољашњи уљни хладњак, у горњи резервоар.

1. Поклопац лежаја
2. Температурни сензор
3. Кућиште лежаја
4. Цевчица
5. Лежај
6. Нижњи уљни резервоар
7. Мерач нивоа уља
8. Температурни сензор



Слика 3.8. Лежај Пелтонове турбине [7]

Да би се одржавао одређени ниво уља у ротирајућем уљном резервоару цевчица за одвод уља се поставља на одређеном одстојању од зида резервоара. У случајевима са релативно великим турбинама инсталирају се две цевчице, при чему су им отвори на различитој удаљености од зида резервоара. Њихова улога је да скрате време потребно за успостављање стационарног режима у почетној фази рада, тј. да за што краће време омогуће пренос уља из доњег у горњи резервоар онда кад је густина уља већа од оне у току стационарног режима. Након успостављања стационарног режима, уље у облику танког слоја циркулише уз зид ротирајућег резервоара. Ваздушна струја са спољашње стране зида расхлађује слој уља са унутрашње стране. Благо конични резервоар уљног резервоара има идеалан облик за овај облик хлађења. Ваздушно хлађење, међутим, може

бити недовољно, поготову за случај релативно велике вредности угаоне брзине турбинског вратила. За такве случајеве постоји спољашњи уљни хладњак. Расхлађено уље струји назад низ вратило. Слој уља прати ротацију вратила, улази у лежајеве и омогућава њихово подмазивање. У кућишту лежаја (5) се налази пригушница која контролише циркулацију уља и обезбеђује да уљни цепови унутар кућишта буду увек испуњени уљем у току радног процеса.

3.4.4. Разводник

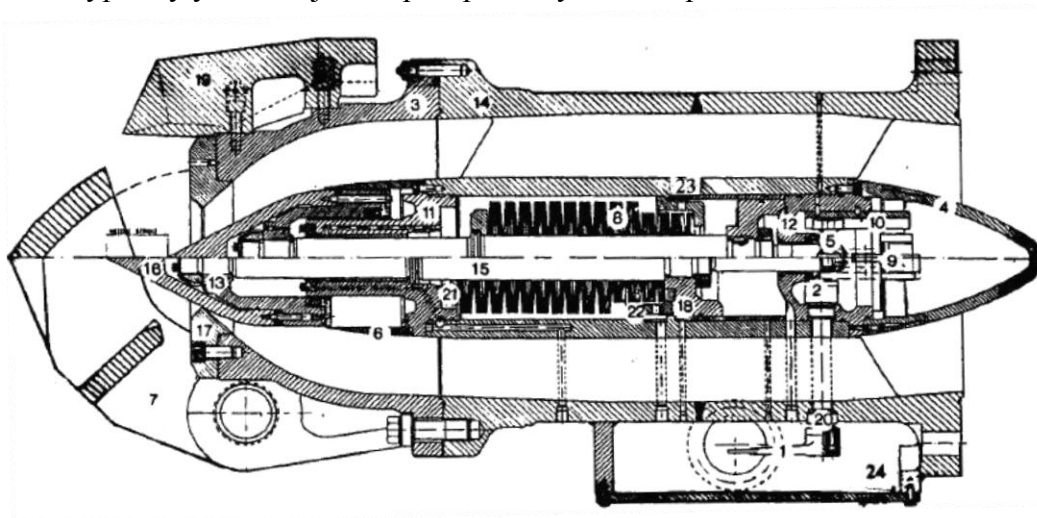
Разводна цев (7) вишемлазне Пелтонове турбине је приказана на слици 3.3б. Са ње се рачвама (6) одвајају доводне цеви ка свакој од инјектора (4). Разводник је дизајниран тако да убрзава ток воде ка сваком од инјектора. Напредан дизајн омогућује једнолико струјање воде кроз разводне цеви. Разводна цев је израђена од заварених челичних плоча. Максимално дозвољено напрезање овог материјала је ограничено на 200 МПа [7]. Рачве су ојачане унутрашњим и спољашњим оребрењима. Због квалитета челичних плоча разводне цеви, заваривање се обавља уз специјални топлотни третман. У току инсталације разводна цев се полаже у бетонски зид машинске зграде. Међутим, да би се велике аксијалне силе пренеле на машинску зграду потребно је наварити продужетак на прирубницу. Улога продужетка је да умањи оптерећење бетона и спречи настанак пукотина и пуцање. Разводник је обезбеђен шахтом са поклопцем за приступ у случају унутрашње контроле и одржавања. Ручно контролисан испусни вентил је инсталиран одмах испод улазне прирубнице разводника. Он се пушта у функцију само кад је главни вентил изнад разводника затворен. Разводник је повезан на главни вентил спојницом, која је инсталирана ради лакше демонтаже. Аутоматски контролисан испусни вентил се обично инсталира на врху улазног дела у разводник или демонтажну спојницу. Овај вентил се затвара аутоматски када се ваздух из разводника испусти приликом његовог пуњења водом и остаје затворен све док је разводник под притиском. У случају хитног заустављања, систем за заустављање воденог млаза додатно обезбеђује брзо смањење ротационе брзине радног кола након затварања млазнице. Он се састоји од вентила са аутоматски контролисаном иглом, повезаног са једном или две млазнице, које се напајају директно из доводног цевовода. Зауставни ток контролише соленоидни вентил управљан системом за случај опасности који се активира променом притиска воде у доводном цевоводу. За пражњење доводног цевовода испред сферног вентила је постављен дренажни систем и он се састоји од пет делова:

- цеви инсталиране испред сферног вентила
- ручно контролисаног улазног вентила са by-pass вентилом
- ручно контролисаног вентила са иглом, низводно од улазног вентила и
- излазне цеви [7].

Излазна цев се завршава изнад површине воде, у турбинском отвору, како би се спречила кавитација при пражњењу доводног цевовода.

3.4.5. Инјектор

Инјектор са игластим сервомотором је приказан на слици 3.9. Снага коју турбина развија регулише се применом регулационе игле у млазници, при чему се хидраулични губици у млазници не мењају. При померању игле мења се попречни пресек млазнице као и пречник млаза d (слика 3.5.) на излазу из млазнице. Млазница и игла су тако обликовани да се за већи интервал померања хидраулични губици не мењају и да нема кавитације. Инјектор се састоји од три спољашња дела међусобно зашрафљена: главног тела (14), кљуна (13) и млазног прстена (17). Кљун је обезбеђен са два спољашња затварача са самоподмазујућим лежишним постелицама као подршка дефлектору (7). Унутар инјектора два пераја спољашњег тела се уклапају са унутрашњим телом инјектора (23). Унутрашње тело се састоји од: игле, сервомотора са иглом (15), колоном опруга (8) и повратног механизма. Игла се састоји од главе (13) и тела (16). Правац њеног кретања је одређен вођицом (11). Заптивни прстен у глави игле штити од продора воде из подручја повишеног притиска изван система. Други прстенасти заптивач на чаури за вођење штити од уља под притиском у сервомотору. Игласти сервомотор има двоструку улогу, а њиме се управља уљем под притиском. Опруге са једне и притисак са друге стране уравнотежавају иглу. Колонa опруга (8) ће функционисати исправно чак и када је једна од опруга поломљена, чак и када притисак уља падне на 25% предвиђеног [7]. Уколико притисак уља падне на нулу вода под притиском ће померити иглу сервомотора у затворен положај, и зауставити турбину уколико је генератор искључен са мреже.



- 1. Рука
- 2. Рука са подељеном главчином
- 3. Кљун
- 4. Поклопац
- 5. Носач
- 6. Навлаке
- 7. Дефлектор (Одбојник)
- 8. Колонa дискова

- 9. Полука
- 10. Вођица
- 11. Вођени део
- 12. Поклопац
- 13. Глава игле
- 14. Главни инјектор
- 15. Клипњача
- 16. Врх игле

- 17. Млазница
- 18. Клип
- 19. Штит кљуна
- 20. Вратио
- 21. Лист опруге
- 22. Еластични осигурач
- 23. Унутрашње тело инјектора
- 24. Уљна кутија

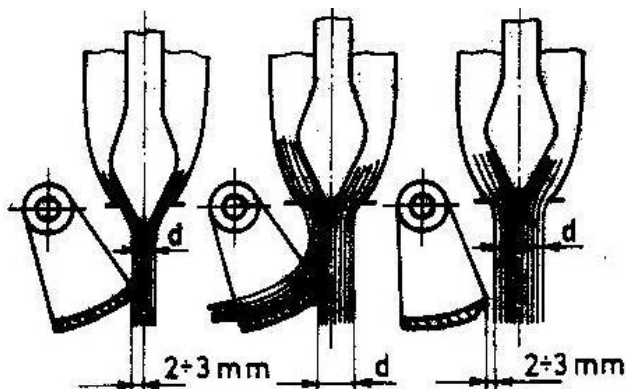
Слика 3.9. Инјектор [7]

Када сервомотор није у функцији и када је притисак са обе стране уједначен (атмосферски) игла ће бити у средњем положају а колона опруга растерећена.

Механизам повратне спреге је смештен унутар улазног поклопца (4). Повратно вратило (20) пролази кроз једно од структурних ребара и улази у спољашњу уљну кутију (24). На крају вратила је причвршћена рука (1) која је механизмима везе повезана са контролним одељењем. Након операција са променљивим оптерећењем и одговарајућих повратних механизма, контролни вентил у контролном одељењу ће се вратити у неутрални положај када игла буде доведена у одговарајући положај. Због јаког утицаја пешчане ерозије и кавитације млазни прстен (17), глава игле (13), чаура за вођење (11) и игласта шипка (15) са навртком се праве од антикорозионог челика са 13%Cr и 4%Ni [7]. Кљун је обложен нерђајућим челиком. Клип (18) је израђен од ливеног гвожђа. Цилиндар сервомотора је обложен изнутра лежишном постелицом чија је дужина једнака дужини хода клипа. Узводна страна клипњаче је од уља под притиском обезбеђена прстенастим заптивачем и уметцима. Комора одређена положајем клипњаче (15), глава игле (13) као и завршетак вођеног дела (11) одређују запремину која варира са кретањем клипа. Комора је повезана са спољашњом атмосфером рупом избушеном у вођици (11) која се наставља на ону избушену у спољашњем телу инјектора (23), а она на наредну, избушену кроз структурно ребро. Заменљиви оклоп (19) од ливеног челика, монтиран на кљуну, штити млаз долазеће воде од воде која напушта радно коло у току његовог рада.

3.4.6. Дефлекторски механизам

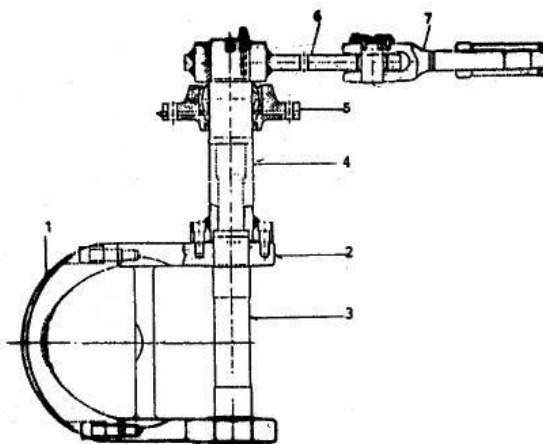
У току рада могуће је да турбина у неком кратком интервалу времена измени своју снагу од 100% на нулу, услед чега се појављује нагли пораст притиска и може доћи до хидрауличног удара. Да би се избегла појава хидрауличног удара, односно нагла промена снаге, али не и померање регулационе игле, примењује се тзв. скретача млаза тј. дефлектор који је уграђен непосредно на млазницу (слика 3.10). Дефлектор или одбојник има улогу да скрене млаз воде са његовог пута ка радном колу када је потребно избећи нагло и неконтролисано увећање брзине радног кола и притиска воде у доводном цевоводу.



Слика 3.10. Принцип рада дефлекторског механизма Пелтонове турбине [3]

Поред тога он штити долазни млаз воде од воде која се распршује интерагујући са лопатицама радног кола. Одбојнички механизам је приказан на слици 3.11.

1. Дефлектор (Одбојник)
2. Рам дефлектора
3. Закретац дефлектора
4. Вратило дефлектора
5. Кућиште лежаја
6. Рука
7. Окретна виљушка



Слика 3.11. Дефлекторски механизам [7]

Одбојни лук (1) је зашрафљен за причврсни рам (2), а овај повезан са дефлекторским вратилом (4). Дефлекторски закретац (3) је осигуран водом подмазујућим лежајем. На вратило дефлектора (4) је смештен самоподмазујући куглични лежај са кућиштем (5) на врху пода. Заптивни прстен око кућишта лежајева одбојног вратила спречава продор воде и водених раствора у лежајеве. Дефлекторски лук (1) је изграђен од ливеног нерђајућег челика са 13%Cr и 4%Ni [7]. Дефлектором управља сервомотор преко полуга, завојних виљушака и полуга (6) који су повезани са дефлекторским вратилом (4). Као додатак томе монтиран је сервомотор како би спречио празан ход преносне полуге.

3.4.7. Кућиште турбине

Кућиште вертикалне Пелтонове турбине приказано је на слици 3.3а позиција 9. Састоји се од горњег и доњег сегмента. Оба су изграђена од челичних плоча међусобно заварених на месту израде. Цилиндричне везе разводника и кућишта су такође спојене заваривањем. Горњи део кућишта турбине је додатно ојачан спољашњим ребрењима и причвршћен шрафовима. Кућиште је ради додатног ојачања у целисти узидано у бетон. Заједно чине круту конструкцију са отворима за игласте сервомоторе, повратне механизме и одбојничка вратила кроз отвор пода турбине. Лежиште радног кола (6) је коничног облика. Облик оквашене стране лежишта је важан за ефективно одвођење излазне воде изван радног кола. Удубљење је испуњено бетоном изузев изграђених канала у њему. Лежиште радног кола је заварено за горњи и доњи део кућишта турбине са којим остварују чврсту везу. Платформа испод радног кола (13) сл. 3.3а је дизајнирана да носи терет (масу) радног кола и инјектора у току процеса монтаже и демонтаже. На њу су монтиране транспортне шине које омогућавају транспорт тешких делова ка и из турбинског склопа.

3.5. Контролне мере

Прву промену уља је потребно обавити три до шест месеци од пуштања у рад. Накнадне промене се обављају по потреби анализом узорка употребног уља. Да би се испразнило уље из система за подмазивање лежајева потребно је да механизам буде у стању мировања, где се пумпама уље одводи из кућишта лежајева. Уколико метални укључци настали трењем буду пронађени у уљу, лежајеви се хитно демонтирају ради прегледа.

3.5.1. Радно коло

Радно коло би требало да се контролише редовно да би се уочила евентуална оштећења настала услед реакција са страним укључцима у води. Колико ће прегледи бити учестали зависи од садржаја песка у води. Преглед се обавља визуелно уз помоћ магна флуksа и перманентне боје. Са посебном пажњом се прегледају делови између лопатица. Уколико се пронађу напрслине или други дефекти, онда се тај елемент демонтира а дефект уклања или његова опасност умањује полирањем, према савету произвођача. Специјалан облик ротационог диска отежава детектовање грешака и оштећења у материјалу непосредно испод површине. Ови дефекти могу напредовати ка површини материјала у току радног процеса. Да би напредовање прслина било спречено оне морају бити отклоњене што пре је могуће [7].

3.5.2. Главни инјектор са игластим сервомотором

Врх игле и млазница се прегледају од оштећења насталих услед кавитације и услед утицаја страних тела. Уколико вода у себи садржи фини муљ или песак, врх игле може изгубити свој првобитни облик. Код провере млазница обавезан је преглед унутрашње површине. Игласти сервомотор се доводи у неутрални положај, а уљни притисни систем искључује из безбедносних разлога. Појаве које могу изазвати цурење уља се редовно контролишу.

3.5.3. Заптивни прстен на дефлектору

Цурење на овој заптивци не захтева тренутну обуставу рада и њену замену, али је пожељно замену обавити у што краћем периоду да би се избегло кородирање лежајева. Заптивни прстен мора бити уграђен са опругом од антикорозионог челика [7].

3.5.4. Филтер

Филтер за пречишћавање воде и заустављање воденог система у случају нужде треба редовно проверавати и чистити уколико је то потребно. То се може обавити након затварања вентила доводног система.

3.6. Инструменти за надзор

Турбине су обично опремљене следећим инструментима за надзор:

- Контактни манометар за читавање притиска у доводном цевоводу, непосредно изнад сферичног вентила. Манометар одашиља сигнал у контролну собу или у контролни центар уколико притисак порасте или падне изнад дозвољених вредности.
- Манометар за читавање притиска у резервоару.
- Контактни термометар за мерење температуре лежајева турбине. Инструмент за читавање измерене вредности се монтира на зид близу управљачко-контролне табле. Топлотни сензор је смештен у једном од јастучића. Термометар је обезбеђен контактом који укључује сигнални аларм у контролној соби уколико је температура за 5°C већа од максимално дозвољене вредности. Ако температура порасте за додатна 3°C други контакт ће аутоматски искључити систем. Вредност температуре варира од једног лежаја до другог али ће у случају избалансираног рада тј. избалансираног оптерећења које на радно коло саопштавају млазнице температура у просеку износити 75 °C [7]. Неуједначеним радом, са смањеним бројем активних млазница, неизбалансиран рад радног кола се одражава на радну температуру лежајева и у том случају ће бити забележено повећање температуре од 5 ÷ 7 °C [7].
- Оптички термометар је монтиран у горњи уљни резервоар са управљачким дисплејом за читавање температуре уља у лежајевима у контролној соби.
- Два уљна прекидача су инсталирана да дају сигнале са повишењем и снижењем нивоа уља у лежајевима. Спуштање нивоа уља може бити узроковано цурењем уља из уљног резервоара, као и дефектом уљних цеви које могу изазвати распршивање уља и његово испаравање. Продор воде у лежајеве изазива подизање нивоа уља, и у том случају преливање уља може узроковати загађење воденог тока. Из тог разлога се не сипа превише уља у резервоар за подмазивање лежајева.

3.7. Склапање и расклапање

Функционалност склопа је од изузетног значаја за квалитет целокупног турбинског система. Као прво то се тиче поузданости система, затим могућности одржавања и хидрауличне ефикасности. Развој склопа се зато пажљиво планира како би његово пуштање у рад било обављено у планираном року. Физички радови и израда склопа турбине и генератора су међусобно зависни и зато треба да буду добро координисани. Употреба крана у машинској хали такође мора бити добро испланирана како би сва три горе наведена процеса функционисала без застоја. Монтирање генераторског кола неће бити могуће док се вратило турбине не доведе у правилан положај. Велика предност Пелтонове турбине у односу на Франсисову је једноставно одржавање и релативно лака демонтажа. Демонтажа се готово без изузетка обавља потпуно обрнутим редоследом процесу склапања.

3.8. Димензионисање главних елемената Пелтонове турбине

Димензионисање Пелтонових турбина за мале хидроелектране има следеће кораке:

1) Тачно мерење и унос података водотока:

а) Прорачун расположивог нето пада одабраног водотока (H_n):

$$H_n = H_b - H_g \quad [m] \quad (3.8)$$

где је:

H_b [m] – расположиви бруто пад водотока,

H_g [m] – укупни хидраулични губици при проласку кроз отпадну решетку, захват, доводни цевовод, и капију или вентил. Ови губици износе приближно 6% од укупне вредности бруто пада.

б) Прорачун протока одабраног водотока (Q):

Постоји више метода за мерење протока водотока. Једна од најстаријих и технолошки најједноставнијих се састоји у мерењу просечне брзине тока и површине проточног пресека дуж којег је брзина мерена.

$$Q = c_r \cdot A_r \quad [m^3/s] \quad (3.9)$$

где је:

c_r [m/s] – просечна брзина протицања кроз посматрани пресек,

A_r [m²] – површина посматраног проточног пресека.

2) Прорачун улазне снаге турбине (P_u):

$$P_u = \rho \cdot g \cdot c_n^2 \cdot H_n \cdot Q_t \quad [W] \quad (3.10)$$

где је:

ρ [kg/m³] – густина воде,

g [m/s²] – убрзање силе земљине теже,

c_n [–] – коефицијент отпора при протицању воде кроз млазницу ($\approx 0,98$) [9],

Q_t [m³/s] – проток воде кроз турбину.

3) Прорачун брзине радног кола турбине (N):

Корелација између специфичне брзине радног кола турбине (N_s) и расположивог пада водотока (H_n) дата је изразом (3.11), [9]:

$$N_s = 85,49 \cdot \frac{\sqrt{n_j}}{H_n^{0,234}} \quad (3.11)$$

где је n_j [–] оптималан број млазница турбине.

Оптималан број млазница турбине (n_j) се рачуна према следећем изразу (3.12), [9]:

$$n_j = \frac{Q_t}{Q_n} \quad [-] \quad (3.12)$$

где је Q_n [m^3/s] проток воде кроз млазницу.

На основу горе добијених израза могуће је добити брзину радног кола турбине (N):

$$N = N_s \cdot \frac{H_n^{5/4}}{\sqrt{P_{ti}}} \quad [o/min] \quad (3.13)$$

4) Прорачун пречника радног кола (D_r):

Млаз воде по изласку из млазнице има брзину c_j које се може израчунати према [9]:

$$c_j = c_n \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad [m/s] \quad (3.14)$$

Тангенцијална брзина радног кола c_{tr} се може прорачунати према изразу (3.15), [9]:

$$c_{tr} = \omega \cdot R_r = \frac{\pi \cdot N \cdot D_r}{60} \quad [m/s] \quad (3.15)$$

где је:

- ω [rad/s] – угаона брзина радног кола,
- R_r [m] – полупречник радног кола турбине,
- D_r [m] – пречник радног кола турбине.

Иста брзина се може представити и следећим изразом:

$$c_{tr} = x \cdot c_j \quad [m/s] \quad (3.16)$$

где је x [$-$] однос тангенцијалне брзине радног кола и брзине струјање млаза воде по изласку из млазнице, који при максималној ефикасности има вредност између 0,46 и 0,47 [9].

Из израза (3.14) и (3.15) може се извести израз за одређивање вредности пречника радног кола (D_r):

$$D_r = \frac{60 \cdot x}{\pi \cdot N} \cdot c_j \quad [m] \quad (3.17)$$

За случај максималне ефикасности пречник радног кола би, у складу са изразима (3.14) и (3.17), могао да се изрази са:

$$D_r = 38,6 \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{N} \quad [m] \quad (3.18)$$

При изради радног кола пречник мора бити незнатно већи од прорачунате вредности због успостављања минималне сигурносне раздаљине између млазнице и

лопатица радног кола. Уколико над радним колом турбине нема оптерећења, тангенцијална брзина радног кола једнака је брзини воденог млаза.

5) Димензионисање млазнице:

Проток воде кроз сваку од млазнице (Q_n) се може добити изразом:

$$Q_n = c_j \cdot A_j \quad [m^3/s] \quad (3.19)$$

Површина попречног пресека млазнице (A_j) се може израчунати према изразу:

$$A_j = \pi \cdot \frac{D_j^2}{4} \quad [m^2] \quad (3.20)$$

Комбинујући изразе (3.19) и (3.20) могуће је одредити пречник млазнице (D_j):

$$D_j = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_t}{\pi \cdot c_j \cdot n_j}} \quad [m] \quad (3.21)$$

Дужина млазнице (L_m) се може израчунати према изразу (3.22), [9]:

$$L_n = \frac{D_{pn} - D_j}{\tan \beta} \quad [m] \quad (3.22)$$

$$D_{pn} = \frac{D_{pt}}{\sqrt{n_j}} \quad [m] \quad (3.23)$$

где је:

D_{pn} [m] – пречник доводне цеви ка млазници,
 D_{pt} [m] – пречник доводне цеви ка турбини.

Пожељно је да млазница буде што ближе радном колу турбине како би се предупредило расипање млаза. Растојање између млазнице и радног кола (x_{nr}) износи 5% вредности пречника (D_r) радног кола, плус додатна 3 mm као зазор потребан за деловање дефлектора у случају опасности [9]:

$$x_{nr} = 0,05 \cdot D_r + D_t \quad [m] \quad (3.24)$$

при чему је D_t дебљина дефлектора.

Минимално растојање између млазнице и лопатице радног кола турбине (x_{nb}), узимајући у обзир минимални зазор неопходан за деловање дефлектора рачуна се следећим изразом [9]:

$$x_{nb} = 0,625 \cdot D_r \quad [m] \quad (3.25)$$

6) Димезионисње лопатица радног кола

Ширина лопатица се може израчунати према обрасцу (3.26), [9]:

$$B_w = 3,4 \cdot D_j \quad [m] \quad (3.26)$$

Дужина лопатица према обрасцу (3.27) [9]:

$$B_l = 3 \cdot D_j \quad [m] \quad (3.27)$$

Дубина лопатица се рауна према обрасцу (3.28), [9]:

$$B_d = 1,2 \cdot D_j \quad [m] \quad (3.28)$$

Број лопатица радног кола (n_b) мора бити прецизно одређен како би целокупна запремина расположивог тока у потпуности интераговала са радним колом и како вода која је своју енергију предала радном колу не би долазила у контакт са леђном страном наспрамне лопатице [9]:

$$n_b = 15 + \frac{D_r}{2 \cdot D_j} \quad [-] \quad (3.29)$$

Дужина руке лопатице се рачуна према изразу (3.30), [9]:

$$l_{ab} = 0,195 \cdot D_r \quad [m] \quad (3.30)$$

Димензије радног кола одређене су пречником (D_r), а облик бројем лопатица. Вратило радног кола је димензионисано тако да се монтира директно на вратило генератора. Радијус кружнице која пролази кроз центар маса лопатица одређује се изразом (3.31), [9]:

$$R_{br} = 0,47 \cdot D_r \quad [m] \quad (3.31)$$

Запремина лопатице се одређује према изразу (3.32), [9]:

$$V_b = 0,0063 \cdot D_r^3 \quad [m^3] \quad (3.32)$$

Маса лопатице се одређује према изразу (3.33), [9]:

$$M_b = \rho_m \cdot V_b \quad [kg] \quad (3.33)$$

при чему је $\rho_m [kg/m^3]$ густина материјала од којег је лопатица израђена.

7) Димензионисање дефлектора

Дефлекторски механизам се инсталира за случај потребе наглог прекида рада турбине, као последице тренутног растерећења радног кола турбине. Сила која ће деловати на сваки дефлектор засебно (F_d) се рачуна према [9]:

$$F_d = \rho_w \cdot Q_n \cdot V_j \quad [N] \quad (3.34)$$

Захтевана сила за активацију дефлектора се одређује према изразу (3.35), [9]:

$$F_{dr} = F_d \cdot S.f \quad [N] \quad (3.35)$$

где је $S.f [-]$ сигурносни фактор за спречавање ефекта хидрауличног удара ($S.f > 2,5$) [9].

Момент силе која делује на дефлекторску руку одређује се према изразу (3.36), [9]:

$$T_d = F_{dr} \cdot R_d \quad [Nm] \quad (3.36)$$

док се захтевани момент за деловање дефлекторске руке одређује према [9]:

$$T_{dr} = F_{dr} \cdot F_c \quad [Nm] \quad (3.37)$$

8) Димензионисање доводног цевовода

Доводни цевовод спроводи ток воде од речног корита или акумулације до турбине. Материјал доводног цевовода је најчешће PVC због прихватљивих карактеристика у погледу доступности, цене и прихватљивих коефицијената трења. Ултраљубичасто зрачење има негативан утицај и изазива механичка оштећења овог материјала. Ако је цевовод оштећен на било који начин, оштећења при сваком ударном таласу притиска су извесна. Како би се такве појаве предупредиле PVC цеви се полажу у бетон целом својом дужином. На самом крају цевовода, непосредно пред улазак у турбину се инсталира вентил. Његова улога је да омогући пражњење цевовода у случајевима инспекција и ремонта. Дебљина зида доводних цеви се одређује сходно сили хидрауличног удара. Хидраулични удар је појава која би у овом случају могла да изазове тренутно зачепљење неке од млазница. До оптималне дебљине зида доводног цевовода (t_b) се може доћи уз помоћ следећих израза [9]:

$$t_p = \left(\frac{D_{pt} + 508}{400} + 1,2 \right) \cdot 10^{-3} \quad [m] \quad (3.38)$$

$$D_{pt} = 2,69 \cdot \left(\frac{n_p^2 \cdot Q_t^2 \cdot L_{pt}}{H_g} \right)^{0,1875} \quad [m] \quad (3.39)$$

где је n_p Манингов коефицијент за доводни цевовод.

Ударни притисак (H_s) у $[m]$ се може изразити следећом формулом, [9]:

$$H_s = c_w \cdot \frac{\Delta c}{g} \quad [m] \quad (3.40)$$

где је:

c_w $[m/s]$ – брзина простирања ударног таласа,
 Δc $[m/s]$ – промена брзине у доводном цевоводу.

$$c_w = \sqrt{\frac{1}{\rho_w \cdot \left(\frac{1}{K_{wm}} + \frac{D_{pt}}{M_p \cdot t_p} \right)}} \quad [m/s] \quad (3.41)$$

$$\Delta c = \frac{Q}{n_j \cdot A_p} \quad [m/s] \quad (3.42)$$

9) Прорачун ефикасности турбине:

Ефикасност турбине зависи од три фактора:

- 1) Хидрауличних губитака, тј. губитака енергије због неправилности тока у току интеракције са лопатицом радног кола.
- 2) Губитака услед отпора ваздуха кретању лопатица.
- 3) Механичких губитака у систему при трансмисији момента са турбине на генератор. Уколико се генератор монтира директно на турбину, нема механичких губитака овог типа.

Поред израза (3.10) улазна снага турбине (P_{ti}) се може изразити и преко (3.43), [9] :

$$P_{ti} = \frac{\rho_w \cdot Q_t \cdot c_j^2}{2} \quad [W] \quad (3.43)$$

Излазна снага турбине се према [9] дефинише изразом:

$$P_{to} = \rho_w \cdot Q_t \cdot c_{tr} \cdot [(c_j - c_{tr}) \cdot (1 + \psi \cdot \cos \phi)] \quad [W] \quad (3.44)$$

где је:

ψ $[-]$ – коефицијент храпавости површине лопатице ($\approx 0,98$) [9],
 ϕ $[^\circ]$ – одбојни угао ($160^\circ - 170^\circ$) [9].

За максималну хидрауличну ефикасност турбине, тј. случај када је:

$$\frac{d(\eta_{th})}{d(c_{tr})} = 0$$

тј:

$$c_{tr} = 0,5 \cdot c_j$$

максимална вредност хидрауличног степена корисности се може израчунати формулом (3.45), [9]:

$$\eta_{th(max)} = \frac{[1 + \psi \cdot \cos(\phi)]}{2} \quad [-] \quad (3.45)$$

Аероефикасност турбине се према [9] одређује изразом:

$$\eta_{tw} = 1 - \frac{K_d \cdot \rho_a \cdot A_b \cdot x^3}{\rho_w \cdot A_j} \quad [-] \quad (3.46)$$

при чему је K_d [-] коефицијент отпора ваздуха.

На крају се укупна ефикасност турбине израчунава изразом:

$$\eta_t = \eta_{th} \cdot \eta_{tw} \cdot \eta_{tm} \quad [-] \quad (3.47)$$

Уколико се генератор монтира директно на вратило турбине механички губици могу бити занемарени, а механичка ефикасност (η_{tm}) ће у том случају бити једнака јединици.

Момент турбине се рачуна према изразу:

$$T_t = \frac{P_{to}}{\omega} = Q_t \cdot D_r \cdot (c_j - c_r) \quad [Nm] \quad (3.48)$$

3.9. Резултати димензионисања за конкретан случај

На основу теоријских разматрања и математичког прорачуна одрађених у оквиру главе 3. урађен је пример димензионисања основних елемената Пелтонове турбине за водоток са познатим полазним параметрима: протоком од $Q = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}$, и расположивим бруто падом од $H = 105 \text{ m}$.

Резултати истраживања су приказани у табели 3.12, а детаљан прорачун димензионисаних елемената је приказан у склопу прилога I¹.

Параметар	Ознака	Јединица	Резултат димензионисања
Расположиви проток	Q	m/s	0,1
Бруто пад	H_b	m	105
Нето пад	H_n	m	98,7
Оптималан број млазница	n_j	-	1
Расположива снага на улазу	P_{ti}	kW	93
Расположива снага на излазу	P_{to}	kW	90,1
Ефикасност	η_t	-	96,9
Момент	T_t	Nm	952,1
Број обртаја	N	o/min	904
Специфичан број обртаја	N_s	-	28,009
Пречник радног кола	D_r	m	0.425
Пречник млазнице	D_j	m	0,054
Тангенционална брзина	c_{tr}	m/s	20,08
Брзина млаза	c_j	m/s	43,126
Дужина млазнице	L_n	m	0,274
Број лопатица	n_b	-	19

Табела 3.12. Резултати димензионисања Пелтонове турбине

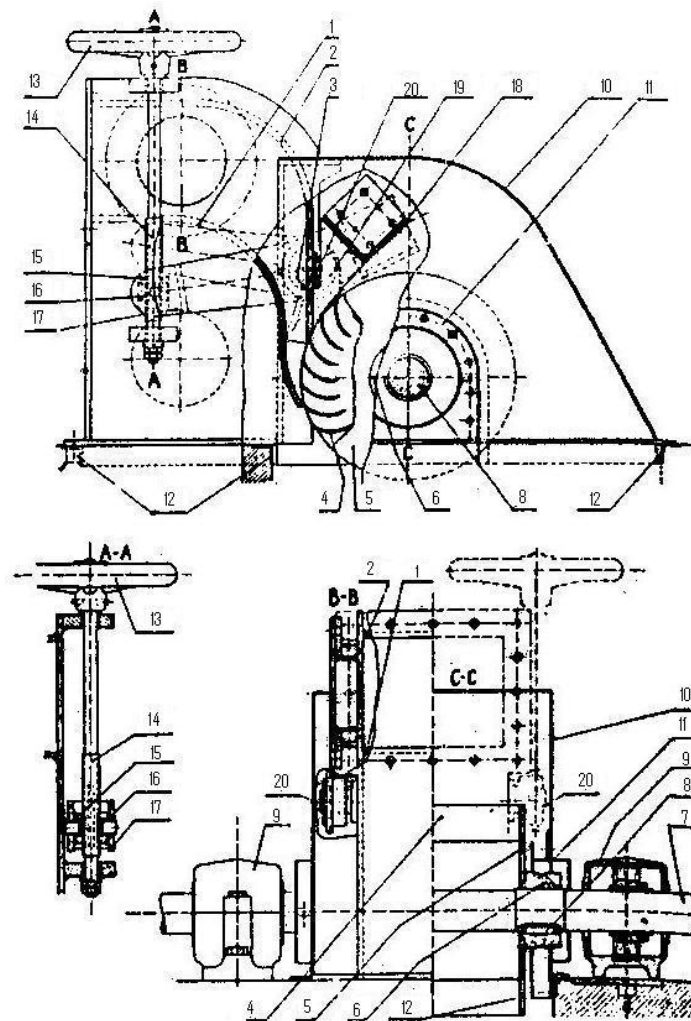
Резултати су добијени математичким прорачуном у софтверском пакету *MathCad*. Уз прилог I рада достављен је и математички код уз помоћ ког је могуће, само на основу промене полазних параметара, тј. расположивог пада и протока водотока, димензионисати основне елементе Пелтонове турбине за било који водоток који одговара њеном радном режиму.

¹ 120.стр.

4.0. Банкијева турбина

Специфична врста акцијске турбине је радијална турбина са двојним пролазом воде кроз радно коло, позната као Банкијева турбина. Зависно од типа може се примењивати за протоке од 20 до 300 l/s и падове од 1 до 50 m [10]. Слободно се може рећи да је ово универзална турбина у области микро и мини ХЕ.

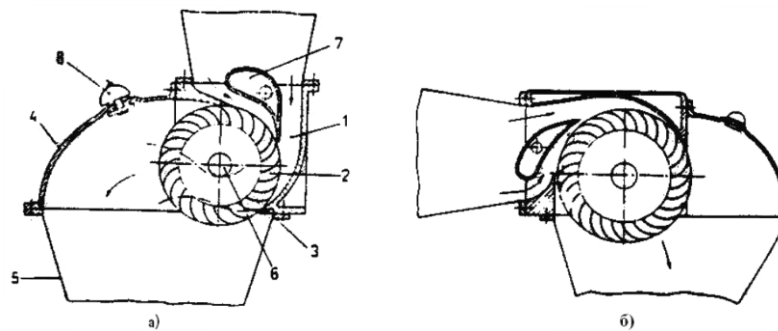
Основни конструктивни елементи ове турбине приказани су на слици 4.0.



- | | | |
|---------------------------|------------------------------|--------------------------------|
| 1. Спољни зид млазнице | 8. Клин за учвршћење вратила | 15. Матица |
| 2. Унутрашњи зид млазнице | 9. Лежај | 16. Клизач |
| 3. Регулациона клапна | 10. Поклопац | 17. Регулациона ручица |
| 4. Лопатице радног кола | 11. Заптивка | 18. Полуга |
| 5. Бочни зид радног кола | 12. Основни рам | 19. Плочица |
| 6. Прстен | 13. Ручни точак | 20. Лежиште регулационе ручице |
| 7. Вратило | 14. Навојно вретено | |

Слика 4.0. Основни конструктивни елементи Банки турбине [10]

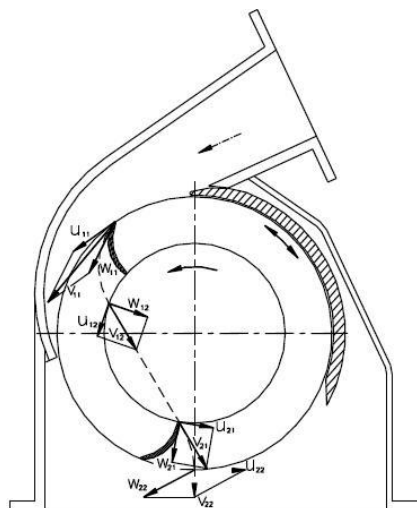
Користи се у широком опсегу падова, па се њене радне области могу преклапати са радним областима које су „резервисане“ за Капланову, Франсисову или Пелтонову турбину. Вода кроз радно коло протиче два пута, с тим што први пут има центрипеталан а кроз други пролаз центрифугалан ток. На слици 4.1. дат је шематски приказ пресека Банкијеве турбине. Посредством доводног цевовода вода се доводи млазницом (1) до периферије радног кола (2), а затим пролази кроз систем лопатица радног кола (3). Вода најпре пређе кроз један систем лопатица, а затим кроз други, тако да у два наврата интерагује са радним колом. По изласку из радног кола, посредством одводног дела – конфузора вода отиче у одводну ваду (5). Радно коло је постављено у оклопу (4) на ком се налази ваздушни вентил (8). За регулацију протока служи регулациона лопатица (7) а радно коло је постављено на хоризонталном вратилу (6). Довођење воде на радном вратилу може бити са доводом воде који је вертикалан (слика 4.1-а) или хоризонталан (слика 4.1б-б).



- | | | |
|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1. Млазница | 4. Оклоп | 7. Регулациона лопатица |
| 2. Лопатице радног кола | 5. Одводна вада | 8. Ваздушни вентил |
| 3. Радно коло | 6. Хоризонтално вратило | |

Слика 4.1. Шематски приказ Банки турбине са вертикалном (а) и хоризонталном (б) уводницом [10]

На слици 4.2. шематски је приказан попречни пресек Банки турбине са векторима брзина.



Слика 4.2. Троуглови брзина на улазу и излазу из Банки турбине [2]

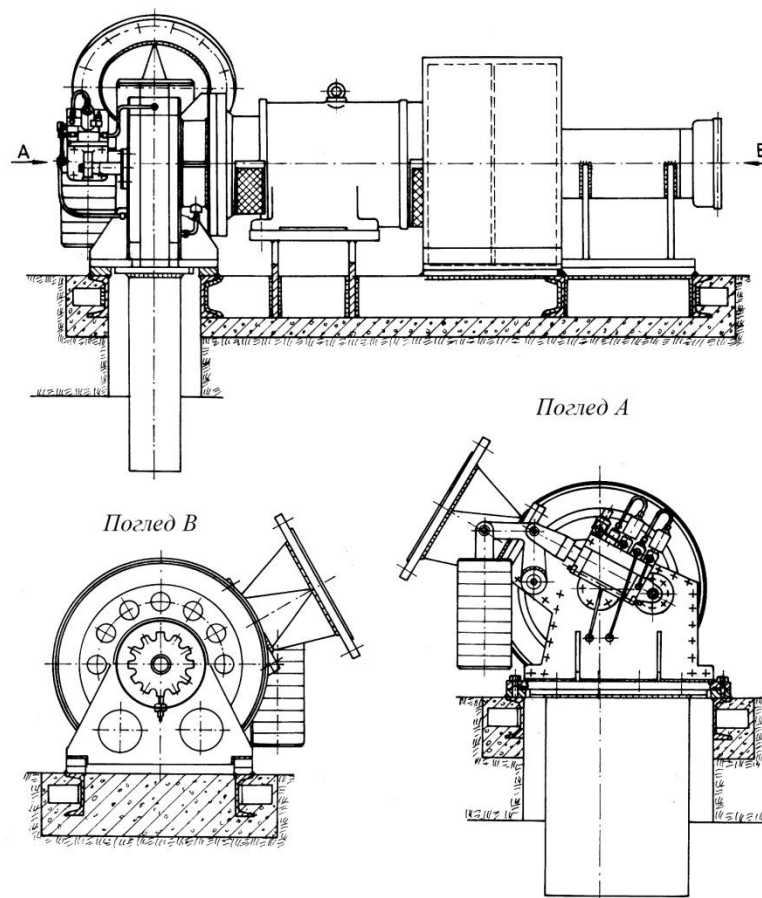
4.1. Подела Банки турбина

Добре особине Банки турбине, као што су једноставност конструкције и релативно добар степен корисности у широком опсегу од $20 \div 100\%$ инсталисаног протока, искоришћене су при разради техничких решења турбинских агрегата, намењених за енергетско коришћење на малим водотоцима.

Пројектована су два оригинална конструктивна решења турбинских агрегата, и то: са “конзолном Банки турбином”, применљиво на маловодним водотоцима на којима се могу остварити већи падови, и са “отвореном Банки турбином”, намењено за коришћење на водотоцима са малим падовима и релативно скромним протицајима. Развијени типови конзолне Банки турбине применљиви су за протоке од $20 \div 100 \text{ l/s}$ при падовима од $12 \div 50 \text{ m}$, док се отворене Банки турбине могу користити при протоцима од $40 \div 300 \text{ l/s}$ на падовима од $1 \div 8 \text{ m}$ [10]. Турбински агрегати су опремљени асинхроним генераторима са кондензаторском побудом, намењеним за рад у изолованом систему или паралелно са дистрибутивном мрежом.

4.1.1. Конзолна Банки турбина

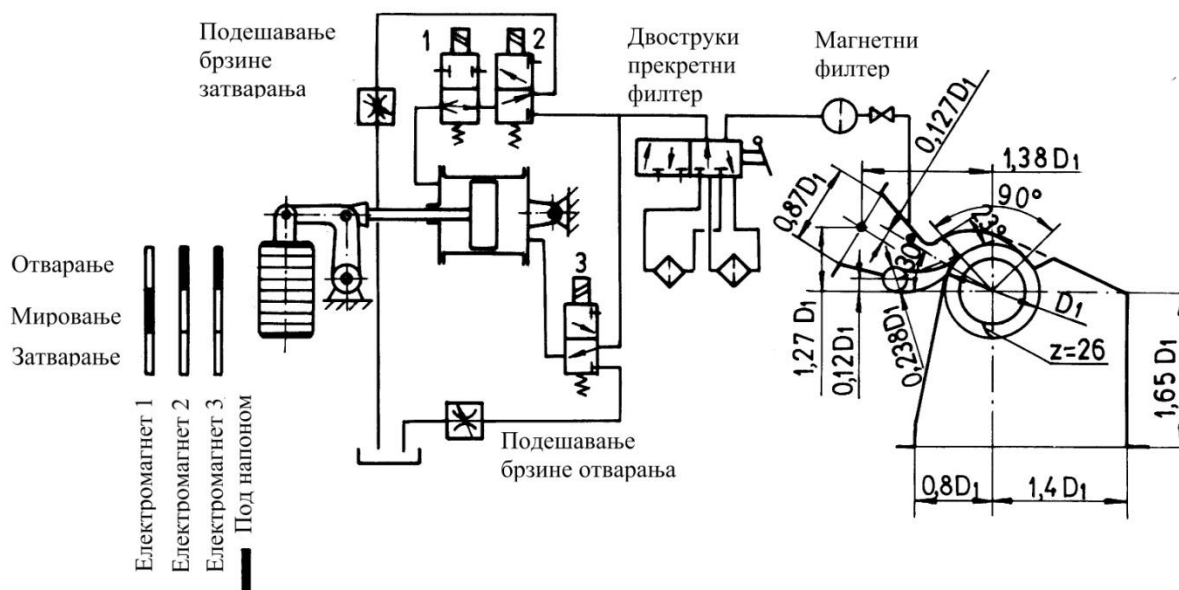
Техничко решење турбинског агрегата са конзолном Банки турбином дато је на слици 4.3.



Слика 4.3. Конзолна Банки турбина [10]

Банки турбина је упрошћене конструкције, без сопственог вратила и лежаја. Обртно коло се поставља на вратило генератора, а оклоп турбине се везује са прирубницом на кућишту генератора. Оклоп турбине и генератор су постављени на заједничко постоље. На крају слободног краја вратила генератора постављен је замајац ради остварења равномерне брзине агрегата потребне за изоловани погон. Код приказаног техничког решења уграђен је и додатни замајац са својим улежиштењем, такође постављен на заједнички рам.

С обзиром на падове са којима турбина ради, за регулацију је изабран хидраулички погон са водом из проточног тракта, слика 4.4. Сервомотор је двоструког дејства, израђен од нерђајућег челика. Заптивање клипа и клипаче извршено је манжетнама од пербунана, а њихово вођење прстеновима на бази тefлона. Зглобне везе полужја са сервомотором и тегом изведене су са самомазним зглобним лежајима. Командовање сервомотора се обавља преко електромагнетних вентила.



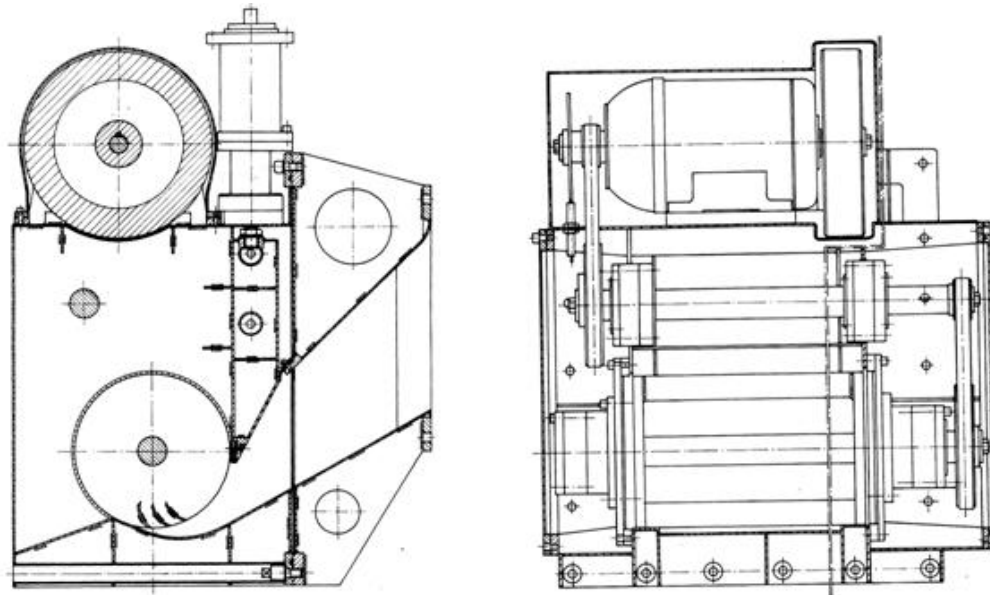
Слика 4.4. Регулациони механизам конзолне Банки турбине [10]

4.1.2. Отворена Банки турбина

Техничко решење турбинског агрегата са отвореном Банки турбином дато је на слици 4.5.

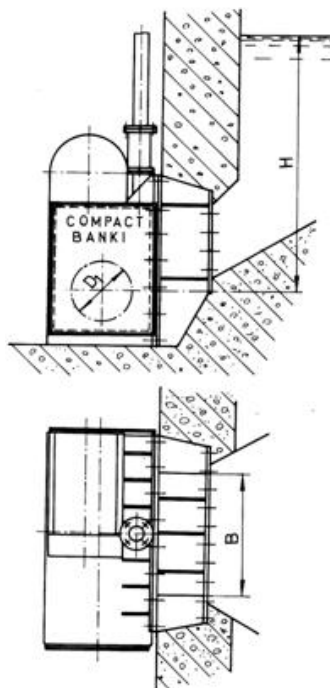
Како је отворена Банки турбина намењена за коришћење на најмањим падовима, довод воде у турбину је са доње стране обртног кола, кроз усмеривач воде. С обзиром на мале падове на којима турбина ради, долази до ниске учестаности обртања турбине, што захтева примену двостепеног каишног мултипликатора код коришћења стандардних генератора са синхроним учестаности обртања од 1500 min^{-1} [10]. Двостепени мултипликатор је остварен преко међувратила, уз примену зупчастих каишева. Вратило турбине и међувратило улежиштени су са самоподесивим котрљајним лежајима подмазаним машћу, а заптивање кућишта лежаја је са V-прстеновима. Кућишта лежаја турбинског вратила према води су, такође, заптивена помоћу V-прстенова.

За регулацију турбине може се користити електромоторни и уљно-хидраулични погон. Са узводне стране кућишта турбине постављен је усмеривач воде, који се уграђује у бетон бране или зауставног зида. На кућиште турбине постављен је генератор са замајцем.



Слика 4.5. Турбински агрегат - отворена Банки турбина [10]

Комплетан турбински агрегат се уграђује на отвореном простору на телу бране или зауставног зида, па је потпуно оклопљен, слика 4.6.



Слика 4.6. Уградња турбинског агрегата [10]

4.2. Димензионисање главних елемената Банкијеве турбине

1) Полазни подаци

Одређивање полазних података се односи на тачно прорачунавање бруто пада и протока водотока.

а) *Одређивање бруто пада (H_n):*

$$H_n = H_b - H_g \quad [m] \quad (4.1)$$

где је:

H_b [m] – расположиви бруто пад водотока,
 H_g [m] – укупни хидраулични губици при проласку кроз отпадну решетку, захват, доводни цевовод, и капију или вентил. Ови губици износе приближно 6% од укупне вредности бруто пада.

б) *Прорачун протока одабраног водотока (Q):*

Постоји више метода за мерење протока водотока. Једна од најстаријих и технолошки најједноставнијих се састоји у мерењу просечне брзине тока и површине проточног пресека дуж којег је брзина мерена.

$$Q = c_r \cdot A_r \quad [m^3/s] \quad (4.2)$$

где је:

c_r [m/s] – просечна брзина протицања кроз посматрани пресек,
 A_r [m²] – површина посматраног проточног пресека.

2) Прорачун снаге турбине (P_t)

Електрична снага турбине (P_t) се рачуна према изразу (4.3), [11]:

$$P_t = \rho \cdot g \cdot \eta_t \cdot H_n \cdot Q \quad [W] \quad (4.3)$$

где је:

ρ [kg/m³] – густина воде,
 g [m/s²] – убрзање силе земљине теже,
 η_t [–] – ефикасност турбине,
 Q [m³/s] – проток воде кроз турбину.

Максимална вредност коефицијента ефикасности Банкијеве турбине (η_t) се може изразити формулом (4.4), [11]:

$$\eta_t = \frac{1}{2} \cdot C^2 \cdot (1 + \psi) \cdot \cos^2(\alpha) \quad [-] \quad (4.4)$$

где је:

α [°] – улазни угао,
 ψ [–] – коефицијент храпавости лопатица ($\psi \approx 0,98$), [11],
 C [–] – ефикасност храпавости млазнице ($C \approx 0,98$), [11]

3) Одређивање брзине радног кола (N):

Корелација између специфичне брзине (N_s) и пада водотока (H_n) се према [11] може одредити изразом (4.5):

$$N_s = \frac{513,25}{H_n^{0,505}} \quad (4.5)$$

Специфична брзина турбине (N_s) зависи од снаге турбине (P_t), брзине (N), и расположивог пада водотока [11]:

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P_t}}{H_n^{5/4}} \quad [o/min] \quad (4.6)$$

Из израза (4.5) и (4.6) може се извести следеће:

$$N = \frac{513,25 \cdot H_n^{0,745}}{\sqrt{P_t}} \quad [o/min] \quad (4.7)$$

4) Димензионисање спољашњег пречника радног кола (D_o):

При максималној ефикасности, тангенционална брзина (c_{tr}) се одређује према (4.8), [11]:

$$c_{tr} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot \cos(\alpha) \quad [m/s] \quad (4.8)$$

као и:

$$c_{tr} = \omega \cdot \frac{D_o}{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot D_o}{120} \quad [m/s] \quad (4.9)$$

при чему је ω [rad/s] угаона брзина радног кола.

Комбиновањем израза (4.8) и (4.9) следи:

$$D_o = 40 \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{N} \quad [m] \quad (4.10)$$

5) Прорачун лопатичног међурастојања (t_b):

Дебљина улазног млаза (t_e), мерена под правим углом у односу на тангенционалну брзину (c_{tr}) одређује се према изразу (4.11), [11]:

$$t_e = K \cdot D_o \quad [m] \quad (4.11)$$

при чему је K [-] константа ($K = 0,087$) [11].

Тангенцијално растојање (t_b) између лопатица се према [11] одређује изразом:

$$t_b = \frac{t_e}{\sin \beta_1} = \frac{K \cdot D_o}{\sin \beta_1} \quad [m] \quad (4.12)$$

где је $\beta_1 [^\circ]$ улазни угао ($\beta_1 = 30^\circ$ за $\alpha = 16^\circ$).

У том случају се израз (4.12) може свести на облик:

$$t_b = 0,174 \cdot D_o \quad [m] \quad (4.13)$$

7) Прорачун ширине радијалног обода (a):

Ширина радијалног обода представља разлику између спољашњег (r_o) и унутрашњег (r_i) полупречника радног кола турбине, и то је простор за смештај лопатица радног кола [11].

$$a = 0,174 \cdot D_o \quad [m] \quad (4.14)$$

8) Прорачун броја лопатица радног кола (n_b):

Број лопатица радног (n_b) кола се одређује према изразу (4.15), [11]:

$$n = \frac{\pi \cdot D_o}{t_b} \quad [-] \quad (4.15)$$

9) Прорачун дебљине млаза (t_j):

Дебљина млаза такође представља и ширину пресека млазнице, а према [11] се може одредити релацијом (4.16):

$$t_j = \frac{A_j}{L} = \frac{Q/V_j}{L} = \frac{Q}{C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot L} = \frac{0,233 \cdot Q}{L \cdot \sqrt{H_n}} \quad [-] \quad (4.16)$$

где је:

A_j [m] – површина попречног пресека млазнице,
 L [m] – дужина радног кола.

10) Прорачун дужине радног кола (L):

Према [11], дужина радног кола се прорачунава изразом (4.17):

$$L \cdot D_o = \frac{0,81 \cdot Q}{\sqrt{H_n}} \quad [m] \quad (4.17)$$

Комбинацијом израза (4.9) и (4.17) следи:

$$L = \frac{Q \cdot N}{50 \cdot H_n} \quad [m] \quad (4.18)$$

а заменом (4.18) у (4.16.) следи:

$$t_j = \frac{11,7 \cdot \sqrt{H_n}}{N} \quad [-] \quad (4.19)$$

Док се комбиновањем израза (4.10) и (4.19) добија да је:

$$t_j = 0,29 \cdot D_o \quad [-] \quad (4.20)$$

11) Прорачун растојања између воденог млаза и вратила радног кола (y_1), [11]:

$$y_1 = 0,116 \cdot D_o \quad [m] \quad (4.21)$$

12) Прорачун растојања између воденог млаза и унутрашњег обода вратила (y_2), [11]:

$$y_2 = 0,05 \cdot D_o \quad [m] \quad (4.22)$$

13) Прорачун унутрашњег пречника радног кола (D_i), [11]:

$$D_i = D_o - 2 \cdot a \quad [m] \quad (4.23)$$

14) Прорачун полупречника лопатица радног кола (r_c), [11]:

$$r_c = 0,163 \cdot D_o \quad [m] \quad (4.24)$$

15) Прорачун улазног (β_1) и излазног угла лопатица (β_2), [11]:

Улазни углови лопатица Банкијеве турбине се могу одређивати према изразу (4.25) [11]:

$$\tan \beta_1 = 2 \cdot \tan \alpha \quad [^\circ] \quad (4.25)$$

За случај идеалног радијалног тока излазни угао лопатица $\beta_2 = 90^\circ$, међутим за случај максималне ефикасности он је једнак улазном углу β_1 [11].

$$\beta_2 = \beta_1 \quad [^\circ] \quad (4.26)$$

4.3. Резултати димензионисања за конкретан случај

На основу теоријских разматрања и математичког прорачуна одрађених у оквиру главе 4. урађен је пример димензионисања основних елемената Банки турбине за водоток са познатим полазним параметрима: протоком од $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, и расположивим бруто падом од $H = 9,5 \text{ m}$.

Резултати истраживања су приказани у табели 3.12, а детаљан прорачун димензионисаних елемената је приказан у склопу прилога II².

Параметар	Ознака	Јединица	Резултат димензионисања
<i>Расположиви проток</i>	Q	m/s	1
<i>Бруто пад</i>	H_b	m	9,5
<i>Нето пад</i>	H_n	m	8,93
<i>Снага турбине</i>	P_t	kW	76,96
<i>Број обртаја</i>	N	o/min	299
<i>Ефикасност турбине</i>	η	-	0,879
<i>Специфичан број обртаја</i>	N_s	-	170
<i>Дужина радног кола</i>	L	m	0,67
<i>Спољашњи пречник радног кола</i>	D_o	m	0,4
<i>Унутрашњи пречник радног кола</i>	D_i	m	0,261
<i>Тангенцијално растојање лопатица</i>	t_b	m	0,07
<i>Дебљина улазног млаза</i>	t_i	m	0,116
<i>Растојање воденог млаза и вратила</i>	y_1	m	0,046
<i>Растојање млаза и периферије р. кола</i>	y_2	m	0,02
<i>Радијус закривљења лоптице</i>	r_c	m	0,065
<i>Улазни угао</i>	α	°	16
<i>Излазни угао</i>	β	°	30

Табела 3.12. Резултати димензионисања Банки турбине

Резултати су добијени математичким прорачуном у софтверском пакету *MathCad*. Уз прилог II рада достављен је и математички код уз помоћ ког је могуће, само на основу промене полазних параметара, тј. расположивог пада и протока водотока, димензионисати основне елементе Банкијеве турбине за било који водоток који одговара њеном радном режиму.

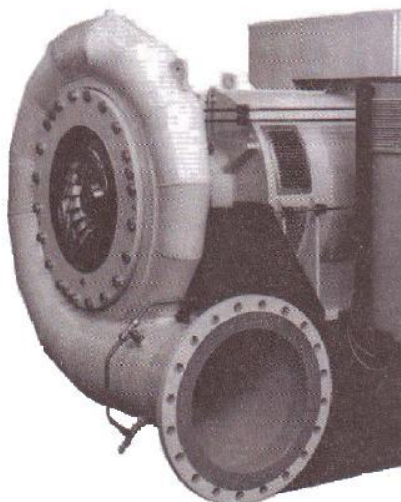
² 125. стр.

5.0. Франсисове турбине

Франсисове турбине представљају најраспрострањенији тип реакцијских турбина и могу да се користе на водотоцима са средњим протоком и падом од 15 m до 700 m. Конструишу се за сваку локацију засебно како би се постигао што већи степен искоришћења, који при називним вредностима пада и протока износи преко 90%. Франсисове турбине у односу на Пелтонове имају већи степен искоришћења у опсегу промене снаге од 60% до 100% (у односу на номиналну) [2]. Њихова предност је и већа повољна брзина обртања у односу на Пелтонове турбине исте снаге, па из тог разлога ове турбине покрећу мање и јефтиније генераторе, што је посебно значајно за МХЕ.

n_s [obr/min]	Врста турбине	Користан пад H [m]
од 70 до 120	Франсисова спороходна	од 200 до 100
од 120 до 200	Франсисова средњеходна	од 100 до 50
од 200 до 300	Франсисова брзоходна	од 50 до 25
од 300 до 400	Франсисова врло брзоходна	од 25 до 15

Табела 5.1. Подела Франсисових турбина према специфичној брзини радног кола [2]



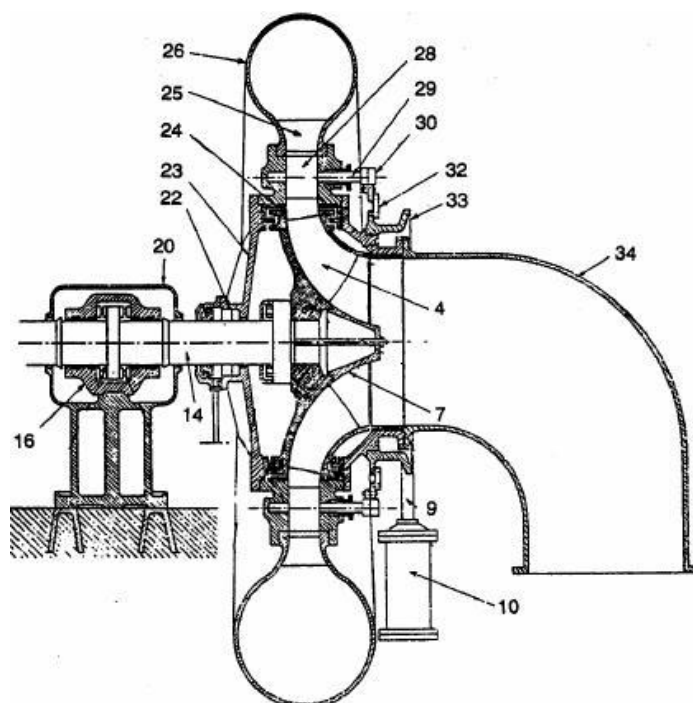
Слика 5.2 Франсис турбина са хоризонталним вратилом [2]

Франсисове турбине су на основу брзинског броја сврстане у широку групу $0,2 \leq \Omega \leq 1,5$ [7], што указује да дизајн радних кола може знатно да варира од оних са минималним до оних са максималним брзинским бројем. У табели 5.1 дата је подела овог типа турбина према специфичној брзини обртања и опсег њихове примене у погледу расположивог пада. Све Франсисове турбине имају претколо са усмеравајућим лопатицама које окружују радно коло. Подесиве лопатице формирају канале истих облика и димензија за уједначену контролу протока и његовог правца. Вода у потпуности испуњава канале преткола и под притиском улази у радно коло. Франсисове турбине се могу поделити на две групе, оне монтиране на хоризонтално и оне монтиране на

вертикално вратило. У пракси је случај да се турбине овог типа релативно малих димензија, монтирају на хоризонтално, док се оне релативно већих димензија монтирају на вертикално вратило. Вертикална монтажа може бити примењена и у случају турбина релативно мањих димензија када је ниво доње воде изнад центра турбине.

5.1. Хоризонталне Франсисове турбине

Пример хоризонталне Франсисове турбине приказан је осним пресеком на слици 5.3. Вода из доводног цевовода протиче кроз спирално кућиште (26) и подесива крилца (28), да би по изласку из радног кола (4) прошла кроз одводну цев (34), и доспела у одводни канал.



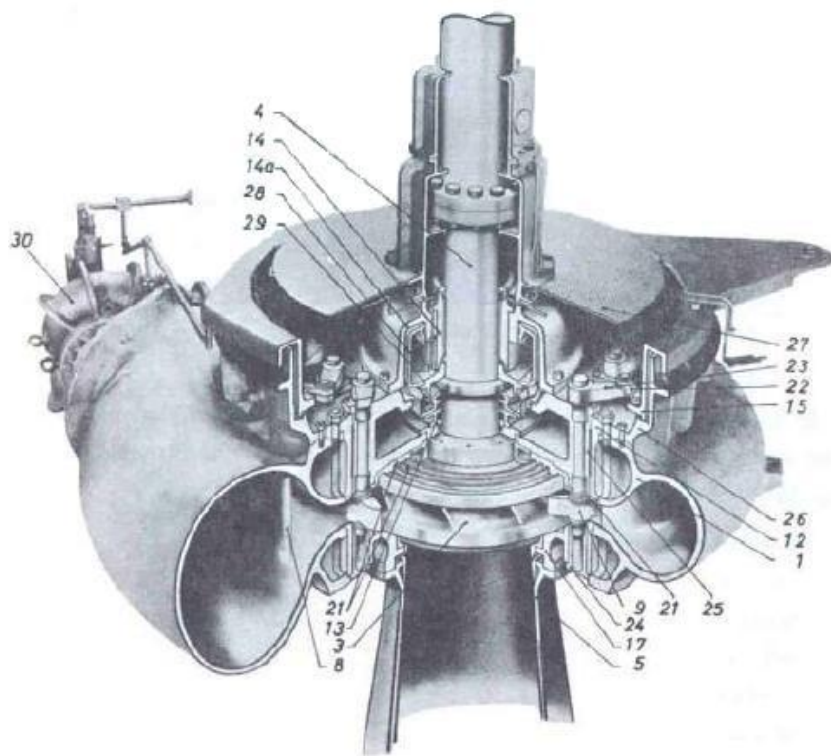
- | | | |
|-----------------------|---------------------------------|-------------------------------------|
| 4. Радно коло | 20. Омотач лежајева | 27. Покретна лопатица |
| 7. Конус радног кола | 22. Заптивна кутија вратила | 29. Закретна цев покретних лопатица |
| 9. Клип сервомотора | 23. Поклопац турбине | 30. Полука покретних лопатица |
| 10. Сервомотор | 24. Заптивни прстен радног кола | 32. Веза |
| 14. Турбинско вратило | 25. Непокретна лопатица | 33. Регулациони прстен |
| 16. Куглични лежај | 26. Спирално кућиште | 34. Одводна цев |

Слика 5.3. Шематски приказ меридијанског пресека хоризонталне Франсисове турбине [7]

Да би губици при протицању воденог тока кроз турбину били што мањи, од изузетне је важности да на путу тока не буде оштрих ивица нити оштрих кривина.

5.2. Вертикалне Франсисове турбине

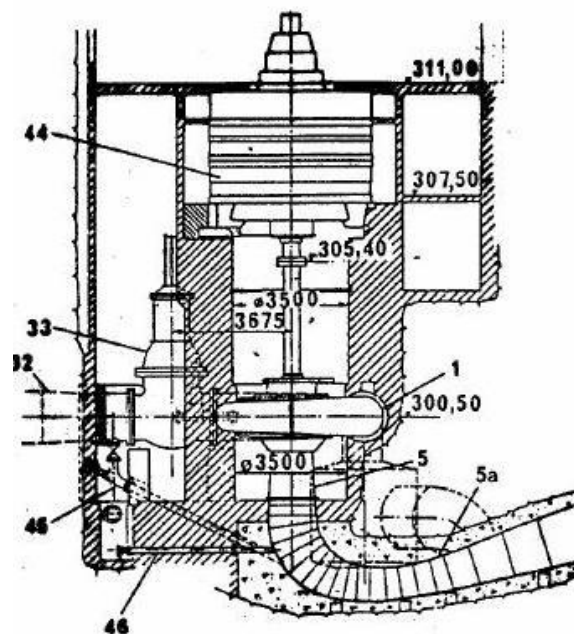
Вертикална Франсисова турбина је приказана на слици 5.4.



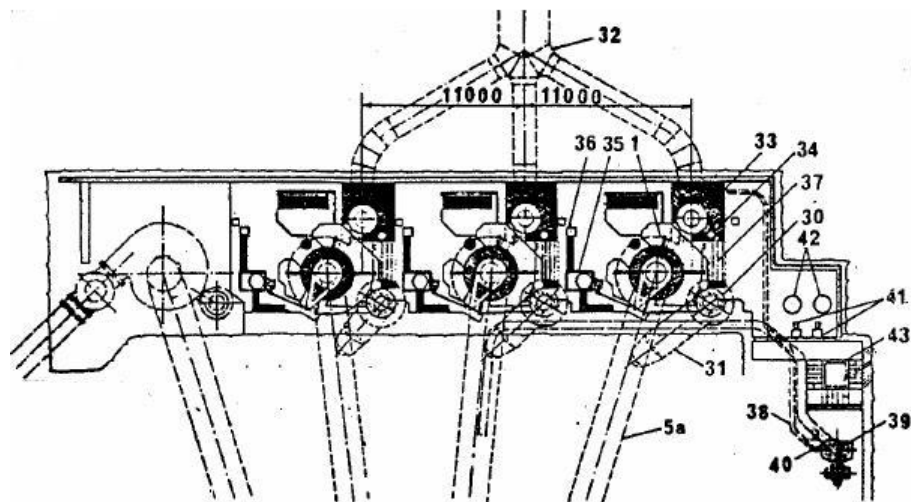
- | | | |
|--|---------------------------------|--|
| 1. <i>Спирално кућиште</i> | 13. <i>Заптивно кућиште</i> | 23. <i>Полуга</i> |
| 3. <i>Радно коло</i> | 14. <i>Вођени лежај</i> | 24. <i>Горње лежиште покретне лопатице</i> |
| 4. <i>Вратило</i> | 14a. <i>Подупирач лежаја</i> | 25. <i>Доње лежиште покретне лопатице</i> |
| 5. <i>Одводна конусна цев</i> | 15. <i>Регулациони прстен</i> | 26. <i>Лежиште регулационог прстена</i> |
| 8. <i>Непокретне лопатице</i> | 17. <i>Доњи поклопац</i> | 27. <i>Под</i> |
| 9. <i>Покретне лопатице</i> | 21. <i>Лабиринтни прстенови</i> | 28. <i>Ротациони уљни цилиндар</i> |
| 12. <i>Горњи поклопац</i> | 22. <i>Веза</i> | |
| 29. <i>Уљна цевчица повезана са (14) и (14a) са отвором оријентисаним у супротном смеру од смера преносне брзине ротационог резервоара</i> | | |

Слика 5.4. Аксијални пресек кроз Франсисову турбину [7]

Пример вертикалне Франсисове турбине чији су елементи уграђени у подземну јаму је приказан на слици 5.5. Вертикални пресек је приказан под а), а хоризонтални пресек целог постројења под б). Пролазећи кроз цев (32), улазни вентил (33) и спирално кућиште (1), вода улази у радно коло, одакле кроз одводну конусну цев отиче у одводни канал.



а) Вертикални пресек



б) Хоризонтални пресек

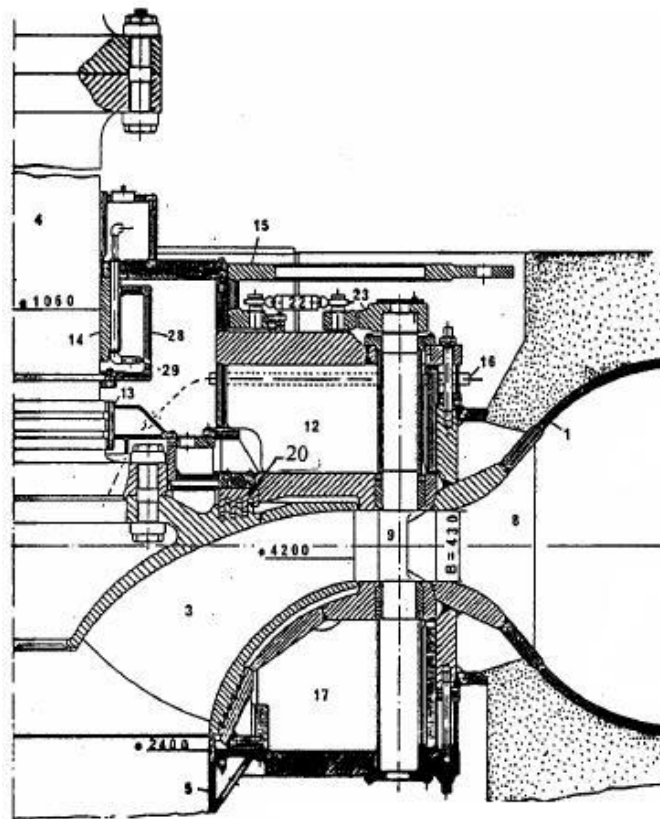
- | | |
|--|---|
| 30. Испусни вентил и комора за дисипацију енергије | 39. Помоћна турбина |
| 31. Излаз из коморе за дисипацију енергије | 40. Одводна цев помоћне турбине |
| 34. Вентил на bypass цеви | 41. Вертикална дренажна пумпа |
| 35. Управљачко кућиште | 42. Мотори за пумпе расхладне воде |
| 36. Пилот контрола управљача | 43. Степениште и преносно окно |
| 37. Ејекторске цеви | 44. Генератор (што више изнад нивоа воде) |
| 38. Доводни цевовод помоћне турбине | 45. Пражњење доводног цевовода |
| | 46. Одводна цев |

Слика 5.5. Електрана са вертикалним Франсисовим турбинама [7]

5.3. Основне компоненте и њихова функција

Конструкције Франсисових турбина приказаних на сликама 5.3. и 5.6. указују на велики број елемената конструкције. Многи елементи су мајсторске израде и не налазе се у свакој турбини. Тип конструкције зависи од времена у ком је турбина израђена, од произвођача, као и од димензија турбине. У даљем тексту размотриће се само основне компоненте које су од виталног значаја и заједничке свим облицима конструкције:

- Спирално кућиште
- Каскаде покретних лопатица
- Поклопци
- Радно коло
- Вратило
- Лежајеви
- Заптивка на вратилу
- Регулациони механизми
- Одводна цев



Слика 5.6. Осни пресек вертикалне Франсисове турбине [7]

5.3.1. Спирално кућиште

Вода из доводног система се спроводи кроз спирално кућиште и уједначено дистрибуира радном колу преко каскада покретних лопатица преткола. Спирална кућишта турбина са ниским, средњим па и високим падом, се углавном израђују од заварених челичних плоча. Пример кућишта овог типа за висинске падове од 600 *m* до 700 *m* је приказан на слици 5.6. Спирално кућиште, такође, може бити изграђено и комбинацијом ливеног челика и заварених челичних плоча.

На непокретни прстен приказан на слици 5.6. су заварене непокретне лопатице (8). Погодног су хидрауличног облика и спроводе воду до покретних лопатица са минималним губицима. Изложена су релативно јаким аксијалним оптерећењима. На кућишту се налазе отвори за мерну апаратуру, за дренажу и шахт. Спирално кућиште се у потпуности или делимично полаже у бетон.

5.3.2. Каскаде покретних лопатица

Каскаде покретних лопатица су приказане позицијом (9) на слици 5.6. Закретање покретних лопатица се врши помоћу регулационог прстена (15), веза (22) и полуа (23). Лопатице су обликоване у складу са захтевима хидрауличног дизајна, при чему су површине фино обрађене глачањем. Лежајеви закретних лопатица се подмазују уљем или масним мазивом.

5.3.3. Поклопци турбине

Поклопци турбине су приказани позицијама (12) и (17) на слици 5.6. Израђени су од чврстог челика да би се деформације услед повишеног хидрауличног притиска свеле на минимум, што је јако битно ради одржања предвиђених димензија зазора између суседних површина поклопца и покретних лопатица, и зашрафљени су за непокретни прстен спиралног кућишта.

Код турбина са високим падом и присуством песка у води се захтева површинска заштита оквашених површина материјала. Често се у ту сврху, на површине изложене ерозивном дејству воденог тока, наварује слој постојаног челика. Горњи и доњи поклопац су пресвучени чврстим нерђајућим челиком. Причвршћени су или шрафовима, или варовима. Непокретни лабиринтни прстенови причвршћени уз поклопце се обично израђују од Ni-Al бронзе и могуће их је мењати. Код великих турбина је могуће заменити и лабиринтне прстенове радног кола. Ти прстенови се најчешће израђују од нерђајућег челика 13%Cr4%Ni [7].

5.3.4. Лабиринти

Између радног кола и поклопаца турбине мора постојати зазор. Вода која кроз њега протиче не интерагује са лопатицама радног кола те умањује ефикасност турбине. Да би се тај проток умањило на његов пут се постављају лабиринтне препреке које локалним отпорима изазивају пад притиска и смањење проточног цурења. Проток воде кроз лабиринте зависи од величине зазора. У условима рада где водени ток са собом носи

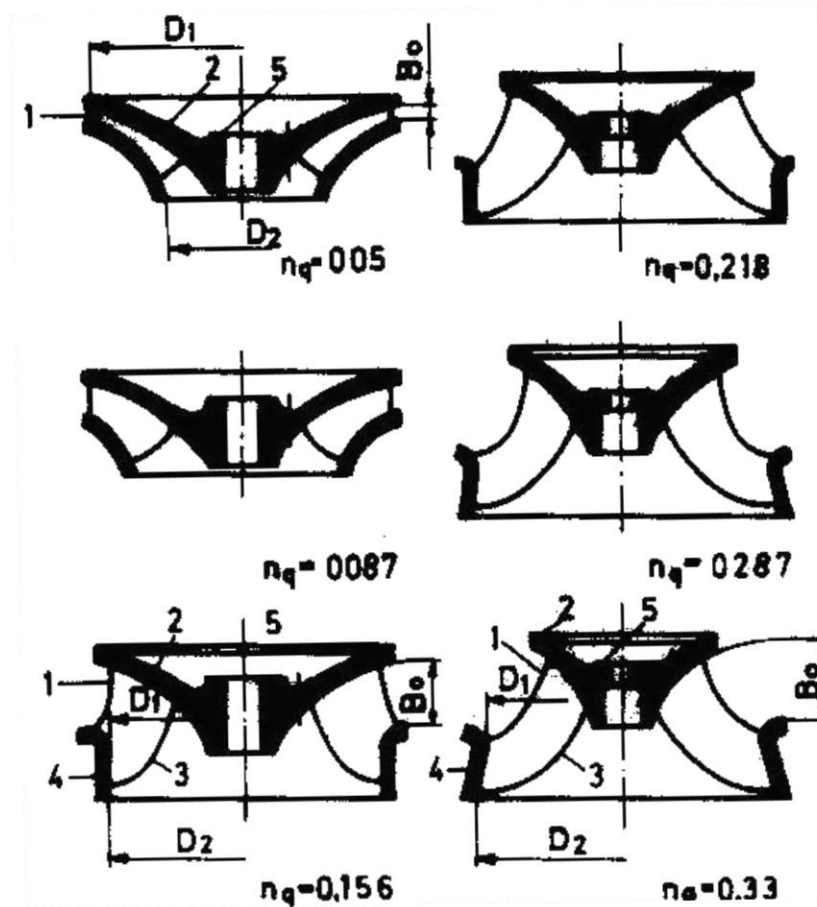
одређену количину песка, заптивке су изложене хабању. Како оштећења услед хабања расту, расте и непожељни проток кроз зазоре. Лабиринт се обично састоји од два дела, непомичне заптивке повезане са поклопцима, и ротационог дела повезаног са радним колом. Нестабилност при раду може проузроковати смицање ова два дела. Блага конусна израда делова са ужим крајем окренутим низводно, у таквим случајевима омогућава радном колу да се стабилизује и умањује фрикционо оптерећење. Лабиринтни заптивачи имају и улогу филтера. Проточна вода цурења се након филтрирања кроз лабиринт може искористити за хлађење постројења.

5.3.5. Радно коло

Радно коло Франсисове турбине, приказано позицијом (3) на слици 5.6. може бити изграђено или од ливеног челика или заварене конструкције где се лопатице израђене у условима високих притисака и температура заварују за ливено кућиште и прстен. У већини случајева се радно коло израђује од нерђајућег челика. Број лопатица радног кола зависи од оперативног пада за који је турбина пројектована. Турбине са већим пројектованим падом захтевају већи број лопатица. Већи број лопатица значи мање притисно оптерећење по лопатици, што позитивно делује на смањење кавитације и цепање млаза при мањим оптерећењима. Већи број лопатица такође значи повећање контактних површина и повећање губитака трењем. Израда се разликује од произвођача до произвођача и зависи од димензија радног кола и брзинског броја. Ток воде кроз лабиринтни заптивач је ток цурења и он није одређен радним колом већ само заптивним зазором. Код савремених турбина зазор је мали и цурење износи мање од 0,5% тока [7]. У току оперативног рада заптивачи се оштећују, цурење повећава, а ефикасност турбине умањује. Вода са повишеном концентрацијом песка у себи, изазива брзо оштећење заптивача, и код високонапорских турбина за релативно кратко време повећава губитак цурењем од $2 \div 5\%$ [7]. Код турбина високог напора губитак воденог тока цурењем се користи за хлађење генератора, трансформатора и лежајева. Радно коло је обезбеђено пумпним прстеном (слика 5.9.). Овај прстен пумпањем обезбеђује довољно енергије за расхладни водни систем и спречава воду да допре до лабиринтног заптивача. Због релативно ниских ротационих брзина радног кола, у турбинама малих напора не може бити имплементирана слична опрема, већ проточна вода пролази кроз кућиште и отиче у одводну цев.

За различите протоке и пројектоване падове, радна кола Франсисових турбина имају различите облике. Код радних кола мале специфичне учесталости обртања ($n_q=0,05$), улазна ивица лопатице (1) је паралелна са осом обртања радног кола. Излазна ивица лопатице радног кола је скоро положена према хоризонталној равни. Профили предњег (4) и задњег венца (2) скоро су паралелни међу собом. Релативна висина радног кола на улазу, према улазном пречнику, није велика b_0/D_1 . Лопатица је доста издужена од улазне до излазне ивице радног кола, при релативно малој ширини проточног канала. За кола веће специфичне учесталости ($n_q=0,156$) карактеристично је то да се предњи и задњи венац радног кола доста разликују међу собом, улазна (1) и излазна ивица кола (3) налазе се релативно близу једна другој и образују међу собом коничну површину. Однос b_0/D_1 у посматраном случају је већи, а улазни D_1 и излазни пречник D_2 су скоро исти. За радно коло још веће брзоходности пречници су скоро исти а лопатица је краћа. Однос b_0/D_1 је

све већи. Задњи венац кола (2) скоро се изједначава са главчином кола (5) и у том случају је $D_2 > D_1$ [3].



1. Улазна ивица лопатице
2. Профил задњег венца

3. Излазна ивица кола
4. Профил предњег венца

5. Главчина кола

Слика 5.7. Различити облици радног кола за различите учесталости [3]

Обртни момент радног кола се на вратило преноси фрикцијом, или комбиновано фрикцијом-смицајном везом. У случају релативно великих димензија, шrafoви ових веза су додатно изложени додатним термичким напонима. Савремене Франсисове турбине раде са јединичним радом $Y > 20 \text{ J/kg}$. Савремене водне турбине типа Франсис, које се користе за уградњу у постројења МХЕ, користе се за јединични рад $Y = 50 \div 3000 \text{ J/kg}$. За ову област рада користе се турбине специфичне учесталости – брзоходности $n_q = 0,08 - 0,26$ [3]. Основна карактеристика једне Франсисове турбине је облик радног кола.

5.3.5.1. Хидраулична решења за радна кола

Проблем пројектовања радног кола, као дела проточног простора турбине, представља један од најкомпликованијих проблема и има исти значај као пројектовање спирале, спроводног апарата и дифузора – сифона, пошто је за радно коло најдиректније

везан орган за трансформацију струјне енергије воде у механичку енергију. Пројектовање радног кола је у директној вези са изгледом радног кола и проточних међулопатичних канала у меридијанској и хоризонталној пројекцији, јер се тиме директно одређује облик лопатица радног кола. Радно коло је тако обликовано да омогућава да вода као носилац хидрауличне енергије кроз њега, од радног улаза до основ излаза, мења смер, а да се при том промена јединичног рада у механичку енергију у радном колу врши са минималним губицима енергије. Струјање воде у радном колу је просторно. С обзиром на велике тешкоће због неразвијеног математичког апарата за проучавање и оваквог стварног струјања данас се најчешће користе методе једнодимензијског и дводимензијског струјања, које дају задовољавајуће резултате, потврђене практичним испитивањима у лабораторијама. За радна кола специфичне учесталости обртања $n_q < 0,15$, обично се користи једнодимензијска теорија за прорачун радних кола, а за специфичну учестаност обртања $n_q > 0,15$, треба користити дводимензијску (раванску) теорију струјања [3]. Претпоставке које се, без обзира на начин струјања кроз радно коло, уводе су: струјање је устаљено односно стационарно, тј. сви изводи по времену одређене струјне величине једнаки су нули, и да кроз радно коло струји идеалан – невискозан флуид по обртним струјним површинама. Избор оптималне геометрије радног кола је заснован у првом реду на томе да буду минимални губици енергије, што је основни циљ, јер се тада добија највећи степен корисности. При овоме се мора водити рачуна и о томе да кавитациона способност радног кола буде на висини, као и динамичке особине и технолошке могућности за реализацију таквог кола.

Данас, у пројектовању радног кола преовлађују различите графичке методе као нпр. метода на конус (купу), две купе, метода конформног пресликавања и др. Данас је углавном опште прихваћена метода конформног пресликавања. Аналитичке методе, уважавајући њихово проширење и на нумеричке методе, полако заузимају све више места, поготову увођењем рачунара у прорачун радног кола, изградњом одговарајућих софтвера. Свим овим методама углавном се црта меридијански пресек радног кола и одређују брзине струјања дуж лопатица, док се срачунавање губитака енергије, кавитационих особина и др. занемарује. Најчешће примењивана метода за прорачун радног кола обухвата цртање облика радног кола у меридијанској пројекцији и одређивање брзина струјања воде на улазу и излазу из радног кола. Решења се траже за јединични проток [3]:

$$Q_I' = (0,7 - 0,75) \cdot Q'_{I_{max}} \quad (5.1)$$

и јединичну брзину обртања, [3]:

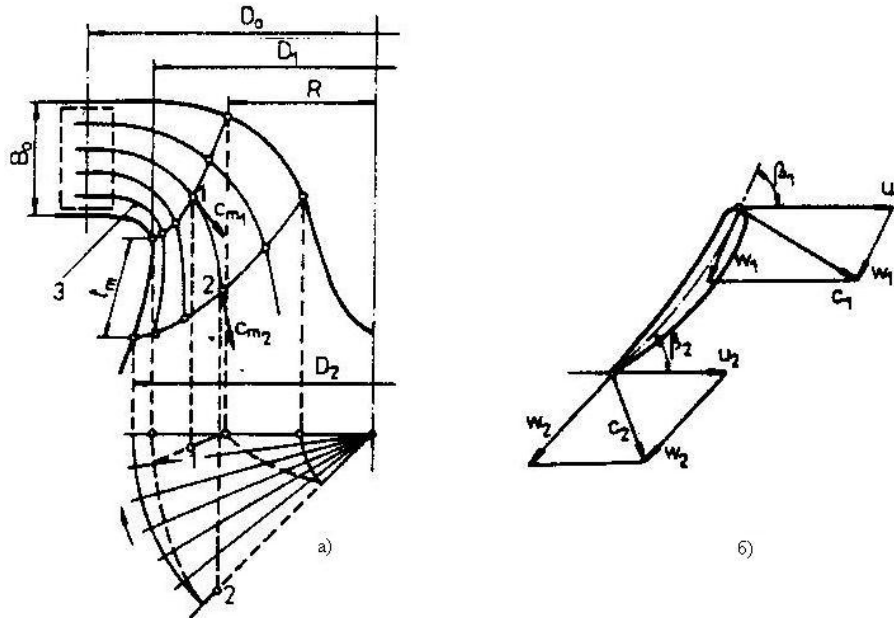
$$n_I' = (0,5 - 1,0) \cdot n'_{I_{max}} \quad (5.2)$$

Геометрија меридијанског пресека дата је на слици 5.8, при претпоставци да је висина лопатица спроводног апарата, према улазном пречнику радног кола D_1 , $B_0/D_1 = 0,08 \div 0,35$ [3], при чему је висина спроводног апарата односно лопатица изражена на задовољавајући начин, како са хидрауличног тако и са механичког аспекта. Дужина лопатица у меридијанској равни, одређује се према [3] изразом:

$$l_m = (4,5 - 8,0) \cdot D_1^{0,5} \quad (5.3)$$

Овде треба нагласити да величине у претходно два наведена израза зависе у првом реду од специфичне учесталости радног кола n_q . Улазни угао лопатице, одговара углу

релативне брзине струјања коју она заклапа са правцем обимске брзине и то за безударни улаз струје течности у радно коло, и за оптимални радни режим.



Слика 5.8. Геометрија меридијанског пресека [3]

За специфичну учестаност обртања $n_q = 0,07 \div 0,12$, препоручује се да вредности улазног угла лопатица радног кола буду $\beta_{1l} = 50^\circ \div 90^\circ$, $\beta_{2l} = 10^\circ \div 25^\circ$, а за $n_q = 0,2 \div 0,33$ се препоручује $\beta_{1l} = 40^\circ \div 60^\circ$, $\beta_{2l} = 40^\circ \div 60^\circ$ с тим да се излазни угао у правцу струјања смањује [3]. Улазна страна лопатице има полупречник R , који зависи од облика радног кола, тј. његове специфичне учесталости обртања. Он се оријентационо може одредити по изразу (5.4), [3]:

$$R \geq \frac{1}{\omega} (Y \cdot \eta_h)^{0,5} \quad (5.4)$$

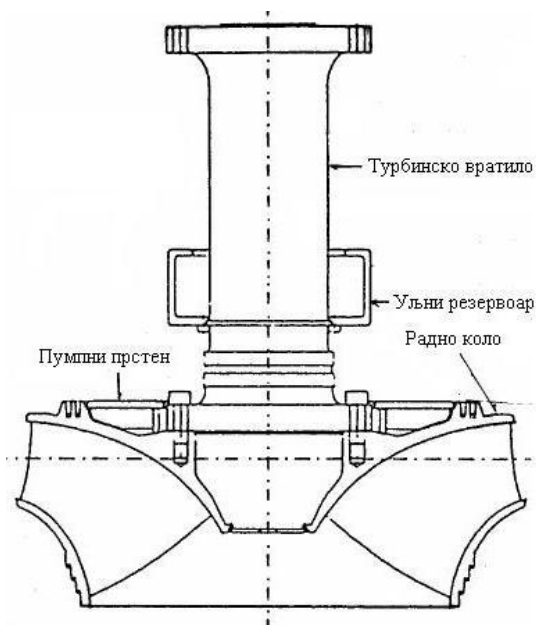
Код турбина са $n_q \leq 0,2 \div 0,33$, препоручује се да улазна ивица лопатице почне на улазном пречнику D_1 тј. да је паралелна са осом обртања радног кола [3]. Број лопатица радног кола је такође у функцији специфичне учесталости обртања n_q али се обично узима $z = 13 \div 17$ лопатица [3]. Код малих турбина мора се водити рачуна о прозирности међулопатичних канала на улазу у радно коло, те се због тога може изабрати и мањи број лопатица. Дебљина лопатица радног кола, ако се раде од лима константне дебљине, се одређује према изразу *Camerera* [3]:

$$\delta = (0,001 - 0,0032) \cdot D_1 \left(\frac{Y}{z} \right)^{0,5} \quad (5.5)$$

Крајеви лопатица се морају заоблити, а крајеви који се уливају у челични или сиви лив се морају добро очистити пескарењем, а затим да се ивице обраде у виду ластиног репа, а потом калаишу, како би се добро улиле са венцима радног кола.

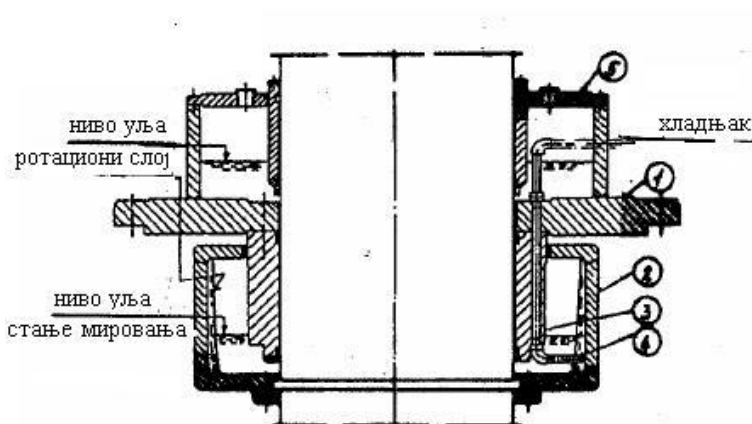
5.3.6. Турбинско вратило и лежајеви

Турбинско вратило, слика 5.9. је произведено од *Siemens Martin* челика са кованим прирубницама на оба краја. Турбинско и генераторско вратило су спојени прирубницама, а веза може бити или фрикциона или смицајна.



Слика 5.9. Ротациони елементи Франсисове турбине [7]

Уљни резервоар је причвршћен за турбинско вратило, као што је приказано на слици 5.9. На слици 5.10. овај уљни резервоар (2) је приказан заједно са лежајним механизмом.



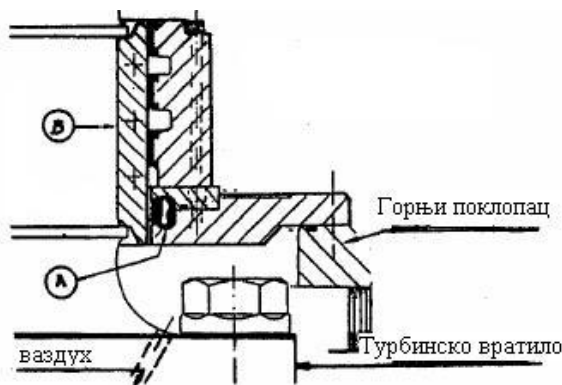
Слика 5.10. Радијални лежај вертикалне Франсисове турбине [7]

Овај систем је једноставан и често примењиван а захтева минимално одржавање. Кућиште лежајева (1) слика 5.10. је подељено на две половине и монтирано на прирубницу горњег поклопца. Прстен лежишта (3) се састоји од два међусобно спојена сегмента испод кућишта лежајева. Прстен има четири лежишне површине са правилно

обликованим рампама за вођење, што обезбеђује стабилно центрирање турбинског вратила. Горњи део кућишта има поклопац (5) подељен на два дела са могућношћу отварања у случају инспекције. На поклопцу се налази издужење у облику цилиндричног рукавца вратила који досеже до дна кућишта, формирајући жљеб кроз који ће уље цурети до лежајева. Издужење онемогућава обртање уља заједно са вратилом. Лежајни прстен окружује уљни резервоар. Цев која се наставља на уљни отвор, пролази кроз дно непокретног лежишта и носећег прстена. У току ротације центрифугалне силе „држе“ слој уља уз зид резервоара. Притисак ротационог уља на улазном крају цеви изазива кретање уља ка хладњаку и горњем резервоару. Из горњих резервоара расхлађено уље тече ка цеповима лежишних прстенова одакле филм уља, пратећи ротацију вратила, улази у сегменте кугличних лежајева. На крају пута уље поново долази у ротациони резервоар где почиње нови ротациони циклус. Запремина уља у ротационом резервоару се регулише подешавањем положаја отвора уљне цеви на одређено одстојање од зида резервоара.

5.3.7. Заптивач вратила

Положај заптивача је приказан позицијом (13) на слици 5.6. Пример са детаљима одређеног дизајна приказан је на слици 5.11.



Слика 5.11. Заптивач вратила вертикалне Франсисове турбине [7]

Овај заптивач је подељен на два једнака дела и монтиран на горњи поклопац. Површина заптивача је пресвучена металом и у зависности од брзине и димензија, између заптивача и чауре (B) се оставља зазор од $0,2 - 0,4 \text{ mm}$ [7]. Чаура је израђена од нерђајућег материјала и причвршћена је за вратило. Са посебним пумпним системом зазор у заптивној кутији ће функционисати без протицања воде за време рада турбине. То омогућава посебно дизајнирање заптивне кутије где нема директног контакта између лабиринтног заптивача и рукавца вратила. Лабиринтни заптивач овог типа је изузетно погодан за функционисање у водним турбинама са присуством песка у воденом току, јер онемогућава песку да продре до заптивача док турбина ради у режиму предвиђених брзина. У стању мировања, потопљена турбина са отвореном одводном цеви је изложена повишеном низводном притиску. Вода цурењем, у том случају, може продрети до горњих лабиринтних заптивача и заптивне кутије, а одводи се сифонском цеви ка дренажном систему машинске зграде.

На дубоко потопљене турбине се практикује инсталација гуменог заптивног прстена на надувавање (A) у лабиринтној заптивној кутији. Када турбина мирује, он се

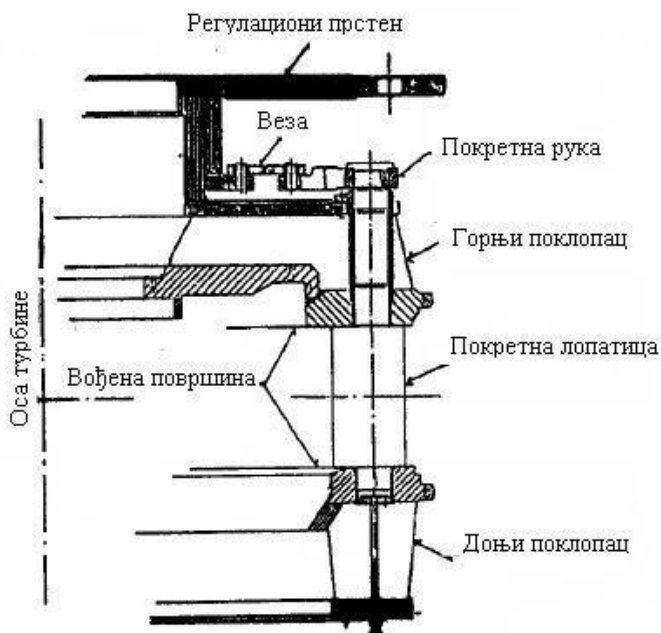
надувава и спречава продор воде цурењем. Када се успоставља радни режим турбине, ваздушни притисак унутар заптивног прстена се смањи, тако да његова гумена спољашња површина није у контакту са вратилом.

При одређеним оптерећењима турбине се може појавити нестабилност протока у одводној цеви. У одређеним случајевима овај проблем се може превазићи удувавањем ваздуха. Ваздух се доводи посебним, за ту сврху инсталираним цевима, повезаним са заптивном кутијом вратила.

Осим горе описаног дизајна заптивне кутије, често се среће и онај са карбонским прстеновима. Ово заптивање је потпуно, без зазора, па се карбонски прстенови у интеракцији с обртним елементима хабају. Водено хлађење прстена је неопходно, а његов рад „на суво“ изазива озбиљна оштећења.

5.3.8. Регулациони механизам

Регулациони механизам је показан позицијом (15) на слици 5.6. Више детаља механизма је приказано на слици 5.12.



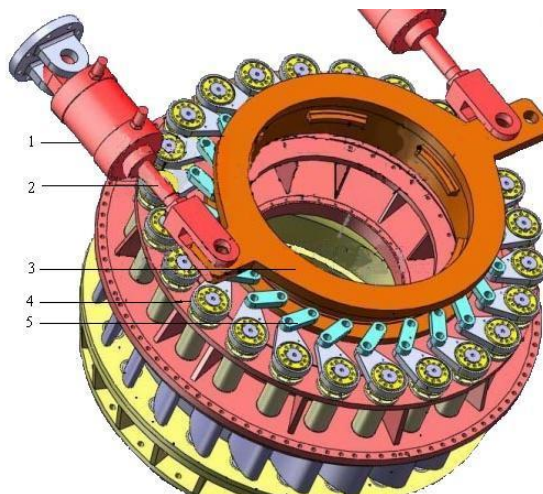
Слика 5.12. Регулациони механизам Франсисове турбине [7]

Механизам покретних лопатица омогућава регулацију излазних параметара турбине. Управитељ команда одржава константну брзину радног кола и фреквенцију дистрибутивне електричне мреже. Управитељ контролише сервомотор, који полугом преноси снагу на регулациони прстен. Са регулационог прстена се команда, путем система полуга, шипки и веза, преноси на покретне лопатице преткола. Пресек кроз сегмент турбинског склопа, са покретним и непокретним лопатицама и радним колом, је приказан на слици 5.13.



Слика 5.13. Регулациони систем покретних лопатица вертикалне Франсисове турбине [3]

Излазна област покретних лопатица преткола одређује правац воденог тока. Управљачка полуга монтирана на горњем рукавцу је причвршћена клином, иглом или чистом фриксионом везом. Управљачка полуга је системом веза повезана са управљачким прстеном. Те везе се остварују преко самоподмазујућих кугличних лежачева на рукавцу, регулационом прстену и полугама. 3D модел управљачког механизма вертикалне Франсисове турбине приказан је на слици 5.14.



1. Сервомотор
2. Клип сервомотора

3. Управљачки прстен
4. Рукавац

5. Управљачка полуга

Слика 5.14. 3D модел управљачког механизма вертикалне Франсисове турбине [12]

Рукавци су позиционирани на покретне лопатиче како би се контролисале дејством минималне силе.

5.4. Контрола стања

Рутински преглед

Рутински преглед подразумева визуелну контролу целокупне турбине:

- потражити потенцијална цурења
- проверити зашрафљене спојеве
- проверити дренажне пумпе и прекидаче

RPM крива искључења

Активност се огледа у снимању *RPM*-а у интервалима од 30s од момента затварања лопатица преткола до потпуног заустављања турбине. *RPM* крива гашења, се црта од номиналне *RPM* до стања мировања.

Провера проточности (цурења) покретних лопатица

Провера цурења се огледа у снимању *RPM*-а за случај са отвореним сферним вентилом и затвореним покретним лопатицама.

Избалансираност вратила

Активност се огледа у снимању неподударности вратила и лежајева турбине микрометарским мерним иснтрументима. Појава непоравнања утиче на неједнаку оптерећеност система.

Проток кроз лабиринтни заптивач

Мерење протока воде кроз лабиринтни заптивач је вид контроле поузданости заптивања.

Радно коло

Захтева се редовна визуелна контрола радног кола, како би се на време приметила могућа кавитациона и ерозивна оштећења као што су нпр. напрсине лопатица. Контрола улазног дела се врши од спиралног кућишта. Три покретне руке лопатица преткола се демонтирају, а покретне лопатице ручно доводе у отворен положај. Закретање се обавља ручно како би се са сигурношћу пажљиво утврдила функционалност система.

Спирално кућиште и одводна цев

Активност се огледа у потрази могућих трагова корозије, провери поузданости манометарских уређаја и провери функционалности њихових отвора. Након извршених прегледа обавезно се проверава да ли је поклопац шахта, кроз који се пролази при вршењу контролног прегледа, добро затворен.

Механизам покретних лопатица

Визуелном контролом лопатица и поклопаца се траже трагови хабања. Проверавају се зазори између лопатица и унутрашњих површина поклопаца. Проверава се могуће цурење лежајева покретних лопатица. Траже се могућа оштећења лежајева, полуга и веза за покретање лопатица. Проверава се веза регулационог прстена и сервомотора.

Лежајеви турбине

Иста активност као код Пелтонове турбине.

5.5. Инструменти за надзор

Уобичајени инструменти за контролу и праћење рада турбине су следећи:

- манометар повезан на спирално кућиште
- манометар инсталиран на доводну цев, узводно од главног вентила
- притисни прекидач са најмање два подешавања прикачен на доводну цев, узводно од главног вентила
- мано-вакуумметар монтиран на одводну цев
- манометар повезан на одводну цев тока цурења
- гранични прекидач за сигнализирање прекида функције заптивача

Рад лежајева се надгледа са:

- контактним термометрима за контролу и надзор високих и критичних температура
- даљинским термометром за мерење температуре уља у кућишту лежајева
- прекидач за упозорење на превише висок или превише низак ниво уља, који истовремено прати и проток воде за расхлађивање

5.6. Монтажа и демонтажа

Монтажа и демонтажа су важне ставке на које треба водити рачуна при дизајнирању постројења и распоређивању његових инсталација. Хабање ће, пре или касније, оштетити механизам са покретним лопатицама, и горњи и доњи лабиринт, све у зависности од квалитета проточне воде и висинског пада. Франсисове турбине за велике и средње падове, са слободним приступом сифонској одводној цеви су погодне за евентуалне брзе монтаже и демонтаже виталних компоненти. Често примењивана метода демонтаже делова је она „одоздо“, где се елемент након демонтаже краном подиже до пода машинске хале. Ти делови могу бити: радно коло, доњи поклопац, лабиринтни прстенови итд. Демонтажа лежајева турбинског вратила је веома једноставна. Демонтажа горњег поклопаца је ретко потребна. Могућа оштећења поклопаца која настају контактом са суседним лопатицама се отклањају на лицу места.

За монтажу или демонтажу „одозго“ потребан је, сразмерно деловима велики отвор испод спиралног кућишта. То је тешко оствариво код турбина релативно великих димензија малог пада, зато што бетон у који је узидано спирално кућиште и на који се преносе оптерећења заузима приступни простор. Лабиринти и други елементи код овог типа турбина нису изложени хабању као код других. Сифонска цев је узидана у бетон и демонтажа се мора вршити „одозго“, након што се претходно уклони ротор генератора.

5.7. Димензионисање главних елемената Франсисове турбине

1) Тачно мерење и унос података водотока:

а) Прорачун расположивог нето пада одабраног водотока (H_n):

$$H_n = H_b - H_g \quad [m] \quad (5.6)$$

где је:

H_b [m] – расположиви бруто пад водотока,
 H_g [m] – укупни хидраулични губици при проласку кроз отпадну решетку, захват, доводни цевовод, и капију или вентил. Ови губици износе приближно 6% од укупне вредности бруто пада.

б) Прорачун протока одабраног водотока (Q):

Постоји више метода за мерење протока водотока. Једна од најстаријих и технолошки најједноставнијих се састоји у мерењу просечне брзине тока и површине проточног пресека дуж којег је брзина мерена.

$$Q = c_r \cdot A_r \quad [m^3/s] \quad (5.7)$$

где је:

c_r [m/s] – просечна брзина протицања кроз посматрани пресек,
 A_r [m²] – површина посматраног проточног пресека.

2) Прорачун снаге Франсисове турбине [13]:

$$P_u = \rho \cdot g \cdot \eta_t \cdot H_n \cdot Q_t \quad [W] \quad (5.8)$$

где је:

ρ [kg/m³] – густина воде,
 g [m/s²] – убрзање силе земљине теже,
 η_t [–] – ефикасност турбине ($\approx 0,95$),
 Q_t [m³/s] – проток воде кроз турбину.

3) Димензионисање радног кола

Димензионисање радног кола Франсисове турбине на основу полазних параметара водотока је неопходно како би се остварила максимална ефикасност и избегла могућа оштећења услед деловања кавитације.

Код турбина високог пада проблеми изазвани кавитацијом се најчешће јављају на излазном ободу лопатица. Одређивање и проучавање ове критичне појаве због тога у великој мери зависи од излазног угла лопатица (β_2) и обимске брзине на излазу из радног кола (u_2). Препоручене вредности ових параметара добијене емпиријским путем се крећу у следећим границама [14]:

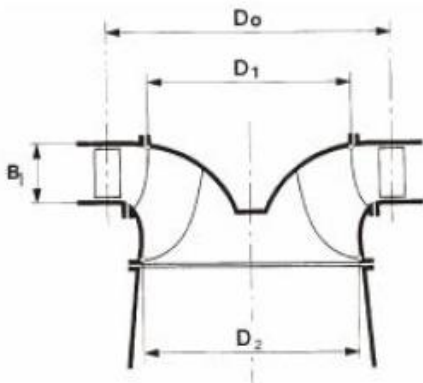
$$13^\circ < \beta_2 < 22^\circ \quad (5.9)$$

ниже вредности за више падове, и:

$$35 < u_1 < 43 \quad (5.10)$$

више вредности за више падове.

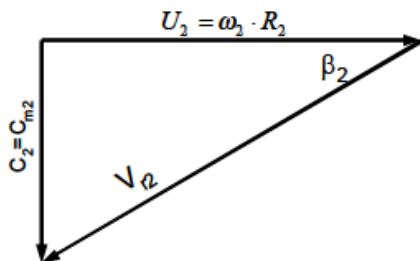
За максималну обимску брзину на излазу из радног кола пожељно је усвојити вредност од 40 m/s . Да би се избегли проблеми попут вибрација и буке не препоручује се усвајање брзина већих од 43 m/s [14].



Слика 5.15 Главне димензије радног кола Франсисове турбине [14]

Према усвојеној вредности обимске брзине бира се излазни угао лопатица радног кола (β_2). Према препоруци за усвојену обимску брзину узима се угао $\beta_2 = 17^\circ$ [14]. Ниже вредности од препоручених (5.9) нису пожељне због ограничења заварљивости. Како се разматра случај максималне ефикасности, усваја се да је обимска компонента меридијанске брзине на излазу из радног кола једнака нули, $c_{2u} = 0$.

Правец вектора меридијанске брзине на излазу из радног кола ће у том случају бити нормалан на правац вектора обимске брзине (слика 5.15).



Слика 5.15. Троугао брзина на излазу из радног кола Франсисове турбине

Из троугла брзина (слика 5.15) се може закључити следеће:

$$c_{m2} = u_2 \cdot \tan \beta_2 \quad [m/s] \quad (5.11)$$

Однос пуног и оптималног протока се дефинише параметром κ [14]:

$$\kappa = \frac{Q}{Q^*} = 1,1 \div 1,3 \quad [-] \quad (5.12)$$

Излазни пречник D_2 се може наћи према изразу (5.13), [14]:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q^*}{\pi \cdot c_{m2}}} \quad [m] \quad (5.13)$$

Број обртаја радног кола се одређује према изразу (5.14), [14]:

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot c_{m2}} \quad [o/min] \quad (5.14)$$

Често се дешава да брзина добијена овим путем није синхрона, те се полазне претпоставке које се тичу усвајање обимске брзине на излазу из радног кола (u_2) морају кориговати. Бирају се ниже вредности обимске брзине док се не дође до прихватљивог броја обртаја.

Синхроне брзине обртања радног кола се одређују према формули (5.15), [14]:

$$n = \frac{3000}{Z} \quad [o/min] \quad (5.15)$$

где је Z број пари полова генератора за електромережу фреквенције 50 Hz.

Уколико је $Z=3$, $n=1000$ o/min, $\omega=104.71$ rad/s. За $Z=4$, $n=750$ o/min, $\omega=78.53$ rad/s. Кавитацијска резерва се може одредити из емпиријског израза (5.16), [14]:

$$NPSH = \frac{(a \cdot c_{2m}^2 + b \cdot u_2^2)}{2 \cdot g} \quad [m] \quad (5.16)$$

где су a и b константе које зависе од брзинског броја Ω .

$$\Omega = \underline{\omega}^* \cdot \sqrt{\underline{Q}^*} \quad [-] \quad (5.17)$$

Ако је $\Omega < 0.55$ онда $a=1.12$, $b=0.055$ [14].

Ако је $\Omega > 0.55$ онда $a=1.12$, $b=0.1 \cdot \Omega^*$ [14].

Како је за $n=1000$ o/min $\Omega=0.51$ и $n=750$ o/min $\Omega=0.38$ следи да је за оба случаја $\Omega < 0.55$ тј. $a=1.12$, $b=0.055$ [14].

Уколико се излазни угао лопатица радног кола турбине (β_2) не мења, као ни оптималан проток Q^* , троугао брзина ће остати непромењен и важиће изрази (5.18) и (5.19), [14]:

$$\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot c_{m2} = Q^* \quad [m^3/s] \quad (5.18)$$

$$u_2 = \frac{n \cdot \pi \cdot D_2}{60} \quad [m] \quad (5.19)$$

Комбинацијом изрази (5.18) и (5.19) следи (5.20):

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{240 \cdot Q^*}{\pi^2 \cdot n \cdot \tan \beta_2}} \quad [m] \quad (5.20)$$

Како би се одредила неопходна потопљеност турбине користи се израз (5.21), [14]:

$$h_s = h_b - h_{va} - NPSH \quad [m] \quad (5.21)$$

где је: h_b [m] - барометарски притисак
 h_{va} [m] - притисак паре

Из искуства је познато да алгебарска сума h_b и h_{va} не прелази -10 m [14]. Ако се ова чињеница примени на израз (5.21), следи:

$$h_s = 10 - NPSH \quad [m] \quad (5.22)$$

Хидраулична ефикасност турбине се према [14] може одредити релацијом (5.23):

$$\eta_H = \frac{u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}}{g \cdot H} \quad [-] \quad (5.23)$$

Принципски, свака турбина се димензионише према расположивом протоку Q , нето паду H_n , и на основу одабране брзине радног кола n . Ови параметри варирају у широком опсегу вредности и због те варијабилности веома је пожељно имати параметре сличности, који ће послужити за случајеве поређења. Неки од таквих параметара, који су дефинисани као редуковане вредности су:

- редукована апсолутна брзина [14]:

$$\underline{c} = \frac{c}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad [-] \quad (5.24)$$

- редукована обимска брзина [14]:

$$\underline{u} = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad [-] \quad (5.25)$$

- редукована релативна брзина [14]:

$$\underline{u} = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad [-] \quad (5.26)$$

- редуковани пад [14]:

$$\underline{h} = \frac{h}{H_n} \quad [-] \quad (5.27)$$

- редуковани проток [14]:

$$\underline{Q} = \frac{Q}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad [-] \quad (5.28)$$

- редукована угаона брзина [14]:

$$\underline{\omega} = \frac{\omega}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad [-] \quad (5.29)$$

Троуглови брзина, конструисани према полазним димензионим вредностима, остају исти само за случај непромењене вредности нето пада H_n . Код редукованих вредности, међутим, троуглови брзина се мењају по правилу сличности. Ти троуглови су, дакле, погоднији за рад јер остају слични без обзира на промену нето пада H_n те је могућа примена теорије сличности. Применом, горе одређених редукованих параметара, хидраулични коефицијент ефикасности η_h се може одредити према изразу (5.30), [15]:

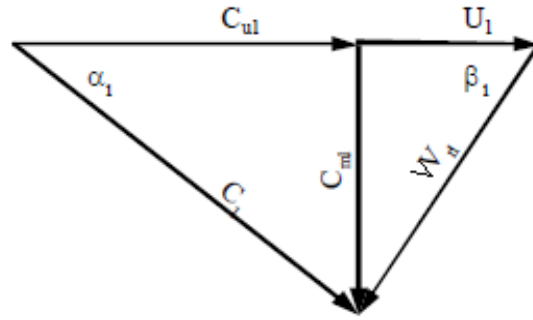
$$\eta_h = 2 \cdot (\underline{u}_1 \cdot \underline{c}_{u1} - \underline{u}_2 \cdot \underline{c}_{u2}) \quad [-] \quad (5.30)$$

Ако се претпостави да је хидраулична ефикасност турбине η_h 96% [14], а да је приближно 50% енергије испред радног кола конвертовано у кинетичку енергију, тада важи да је:

$$\frac{c_1^2}{2 \cdot g} = 0.5 \cdot H_n \quad [m] \quad (5.31)$$

$$\Rightarrow \frac{c_1^2}{2 \cdot g \cdot H_n} = 0.5 \quad [-] \quad (5.31)$$

Из троугла брзина на улазу у радно коло турбине (слика 5.16) могуће је одредити обимску брзину u_1 као и улазни угао β_1 .



Слика 5.16. Троугао брзина на улазу у радно коло Франсисове турбине [14]

Уз претпоставку да је $\eta_h=0.96$ из релације (5.30) следи да је:

$$\underline{u}_1 \cdot \underline{c}_{u1} = 0.48 \quad [-] \quad (5.32)$$

За прорачун спољашњег пречника радног кола, као и улазне вредности обимске брзине, користи се емпиријски израз (5.32) [14]:

$$0.7 < \underline{u}_1 < 0.75 \quad [-] \quad (5.32)$$

За редуковану вредност обимске брзине $\underline{u}_1$ се може изабрати вредност од 0.71 [14], одакле следи да је:

$$\underline{c}_{u1} = \frac{0.48}{0.71} = 0.68 \quad [-] \quad (5.33)$$

а вредност обимске брзине на улазу у радно коло ће према (5.33) бити:

$$u_1 = 0.71 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad [m/s] \quad (5.34)$$

Улазни пречник радног кола D_1 се сада може израчунати према изразу (5.35), [14]:

$$D_1 = \frac{u_1 \cdot 60}{n \cdot \pi} \quad [m] \quad (5.35)$$

Према емпиријском искуству може се сматрати да је меридијанска брзина на улазу у радно коло c_{m1} за 10% мања од меридијанске брзине c_{m2} на излазу из њега [14], дакле:

$$c_{m1} = 0.9 \cdot c_{m2} \quad [m/s] \quad (5.36)$$

Улазни угао лопатица радног кола се одређује према изразу (5.37), [14]:

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{m1}}{u_1 - c_{1u}} \quad [^\circ] \quad (5.37)$$

4) Ширина радног кола на улазу у турбину [14]:

$$B = \frac{1,1 \cdot D_2^2}{4 \cdot D_1} \quad [m] \quad (5.38)$$

4) Снага Франсисове турбине (P):

Снага Франсисове турбине одређује се према релацији (5.39), [15]:

$$P_t = Q_m \cdot (c_{u1} \cdot r_1 - c_{u2} \cdot r_2) \quad [W] \quad (5.39)$$

где је: Q_m [kg/s] - масени проток воде кроз турбину,
 r_1 [m] - спољашњи полупречник радног кола,
 r_2 [m] - унутрашњи пречник радног кола.

5) Покретне лопатице преткола:

Излазни пречник (D_{gvo}) покретних лопатица преткола се може одредити према релацији (5.40), [15]:

$$D_{gvo} = 1.05 \cdot D_1 \quad [m] \quad (5.40)$$

док се дужина лопатица, у зависности од типа турбине, може одредити према (5.41), [16] :

$$L_{gv} = (15 \div 30\%) \cdot D_{egv} \quad [m] \quad (5.41)$$

Пречник закретних оса лопатица D_{afx} (слика 5.15) је могуће одредити према [15]:

$$D_{afx} = D_1 \cdot (0,29 \cdot \Omega + 1,07) \quad [m] \quad (5.42)$$

Излазни угао покретних лопатица α_{egv} [°] је могуће одредити релацијом [15]:

$$\alpha_{egv} = 4 \cdot (-4 \cdot \Omega + 13 \cdot \Omega + 1) \quad (5.43)$$

Број покретних n_{sv} и непокретних n_{gv} лопатица преткола зависи од њиховог излазног пречника и специфичног броја обртаја радног кола, а усваја се на основу препорука из табеле 5.17.

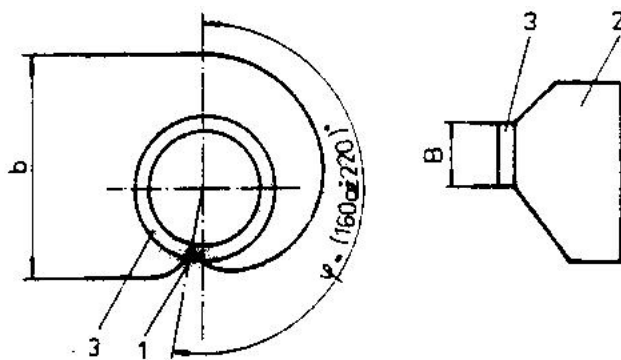
n	8	10	12	14	16	18	20	24
$D_{gve} [mm]$ ($N_s < 200$)	< 250	250 - 400	400 - 600	600 - 800	800 - 1000	1000 - 1250	1250 - 1700	> 1700
$D_{gve} [mm]$ ($N_s > 200$)	< 300	300 - 450	450 - 750	570 - 1050	1050 - 1350	1350 - 1700	1700 - 2100	> 2100

Табела 5.17. Зависност броја непокретних лопатица од пречника специфичне брзине радног кола [16]

Закривљеност непокретних лопатица се одређује у складу са протоком воде и законом одржања масе. Уобичајено је да излазни пречник непокретних лопатица буде за 2% дужи од улазног пречника покретних лопатица [15].

5) Димензионисање спиралног кућишта Франсисове турбине

Хидраулични прорачун спирале изводи се по методама константне средње брзине и по закону за потенцијално вихорно струјање $R \cdot c_u = const$. По првој методи, константне средње брзине, брзина у доводном цевоводу једнака је брзини у спроводном апарату. По овој методи најчешће се прорачунавају бетонске спирале чији је обухватни угао од уласка у спиралу до језика спирале $\alpha = 135^\circ \div 220^\circ$ [3]. Обухватни угао спирале је врло важан параметар при конструкцији спирале (слика 5.18). Бетонске спирале могу бити кружног, трапезног и правоугаоног попречног пресека. Струјни углови и губици струјне енергије у трапезној спирали су мањи него у спирали правоугаоног попречног пресека, али је зато компликованија за израду. Приближни прорачун спирале, кад се претходно утврђују геометријски параметри спирале врши се по овој хипотези.



Слика 5.18. Шема спиралног кућишта са назначеним обухватним углом φ [3]

Величина средње константне брзине у улазном пресеку спирале треба бити већа, јер расту хидраулични губици струјне енергије. При одређивању средње брзине струјања треба узети у обзир следеће факторе. Постоји препорука за практично одређивање ове брзине у улазном пресеку спирале [3]:

$$c_o = K \cdot \sqrt{H_n} \quad [m/s] \quad (5.44)$$

Коефицијент K , уобичајено има вредност $K = 0.9 \div 1.1$, за бетонске спирале $K = 0.8 \div 1$ за металне спирале [3].

Коефицијент K се може рачунати по изразу (5.45), [3]:

$$K = 1.1 - 0.16 \log(H \cdot g) \quad [-] \quad (5.45)$$

Ако се узме да је у свим пресецима брзина иста, онда се пресек спирале одређује према [3]:

$$F_{\varphi} = \frac{Q}{c_{ul}} \cdot \frac{\varphi}{360} \quad [m^2] \quad (5.46)$$

За спиралу са кружним попречним пресеком задају се углови $\varphi = 0,45, \dots, 360^\circ$. Из прорачуна проточног пресека F_{φ} срачунава се радијус одговарајућег ρ_i попречног пресека према (5.47), [3]:

$$\rho_i = \sqrt{\frac{A_{\varphi}}{\pi}} \quad [m] \quad (5.47)$$

Изглед срачунатих попречних пресека по методи средње брзине приказан је на слици 5.19. Почетни пресеци нису кружни, већ се елиптично обликују, а тек касније се добијају кружни пресеци. Детаљан хидраулични прорачун спирале изводи се по другој хипотези по којој се претпоставља да кроз спиралу струји невискозна течност и да је струјање кроз спиралу вихорно тј. $R \cdot c_u = const$. Прорачун спирале са кружним попречним пресеком, по овој методи, своди се на одређивање полупречника ρ сваког одређеног попречног пресека који се налази на неком централном обухватном углу $\varphi = 0,45, \dots, 345$ [19], при чему је:

$$\rho_i = \frac{\varphi}{C} \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi}{C} \cdot \rho_a} \quad [m] \quad (5.48)$$

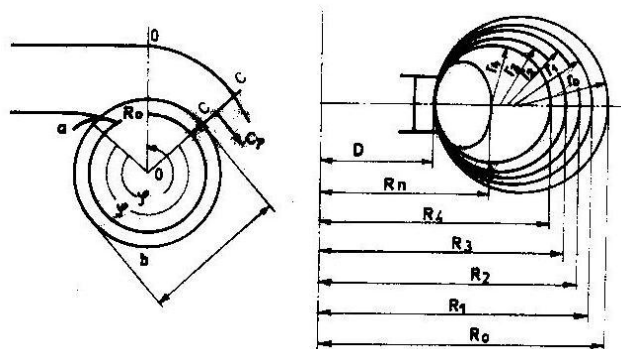
при чему је C [-] коефицијент спирале:

$$C = \frac{345}{a - \sqrt{a^2 - \rho_o^2}} \quad [-] \quad (5.49)$$

где је:

a [m] – радијус растојања усиса,

ρ_o [m] – радијус отвора на улазу у спиралу



Слика 5.19. Срачунати попречни пресеци по методи средње брзине

Материјал од којег се израђује метална спирала зависи од јединичног рада. Спирала се ради од челичног лима (заварена конструкција) ако је јединични рад турбине $Y \leq 2000 \text{ J/kg}$ ($H \leq 200 \text{ m}$) [3].

5.8. Резултати димензионисања за конкретан случај

На основу теоријских разматрања и математичког прорачуна одрађених у оквиру поглавља 5. урађен је пример димензионисања основних елемената Франсисове турбине за водоток са познатим полазним параметрима: протоком од $Q = 3 [m^3/s]$, и расположивим бруто падом од $H = 100 m$.

Резултати истраживања су приказани у табели 5.20, а детаљан прорачун димензионисаних елемената је приказан у склопу прилога III³.

Параметар	Ознака	Јединица	Резултат димензионисања
Расположиви проток	Q	m^3/s	3
Бруто пад	H_b	m	100
Нето пад	H_n	m	94
Брзински број	Ω	-	0,483
Ефикасност турбине	η	-	0,95
Снага турбине	P_t	kW	2190
Број обртаја	N	o/min	750
Специфичан број обртаја	N_s	-	139
Кавитацијска резерва	$NPSH$	J/kg	5,181
Улазни пречник р.к.	D_1	m	0,82
Излазни пречник р.к.	D_2	m	0,64
Пречник оса закретних лоп.	D_{afx}	m	0,99
Улазни пречник з.л.	D_{qvi}	m	1,056
Излазни пречник з.л.	D_{qvo}	m	0,86
Број лопатица радног кола	z	-	16
Број покретних лопатица	n_{sv}	-	17
Број непокретних лопатица	n_{qv}	-	15
Ширина радног кола на улазу	B	m	0,14
Улазни угао лопатица р.к.	β_1	°	66,5
Излазни угао лопатица р.к.	β_2	°	17
Излазни угао покретних лоп.	α_{zvo}	°	25,4

Табела 5.20. Резултати димензионисања Франсисове турбине

Резултати прорачуна спирале су приказани у прилогу III.

Резултати су добијени математичким прорачуном у софтверском пакету *MathCad*. Уз прилог III рада достављен је и математички код уз помоћ ког је могуће, само на основу промене полазних параметара, тј. расположивог пада и протока водотока, димензионисати основне елементе Франсисове турбине за било који водоток који одговара њеном радном режиму.

³ 127. стр.

6.0. Капланова турбина

6.1. Увод

Капланове турбине су развијене за ефикасну примену у области релативно малих пројектованих падова и великих протока, са брзинским бројем $\Omega > 1$. Овај тип турбина може да се користи и код МХЕ са падом од једног метра [2]. У табели 6.1 је приказана подела Капланових турбина на основу специфичне брзине обртања и дата типична примена у зависности од расположивог пада.

n_s [obr/min]	Врста турбине	Користан пад H [m]
од 320 до 500	Капланова спороходна	од 80 до 20
од 500 до 700	Капланова средњеходна	од 20 до 14
од 700 до 850	Капланова брзоходна	од 14 до 10

Табела 6.0. Препоручени избор и подела Капланових турбина према вредности пројектованог пада [2]

Капланове турбине имају добар степен искоришћења и при малим оптерећењима (и при 25% номиналног оптерећења). Релативно велике, повољне, брзине обртања омогућавају коришћење јефтинијих генератора од оних које погоне Пелтонове и Франсисове турбине исте снаге. Проток воде кроз турбину је осно аксијални.

Изразита погодност Капланових турбина у хидроелектранама се огледа у следећем:

- релативно мале димензије и велика ротациона брзина
- повољна ефикасност
- релативно велики проточни капацитет

Изразита погодност Капланових турбина се огледа и у двојној регулацији тј. примени регулационих органа како у спроводном апарату, тако и за радно коло, што доводи до веће ефикасности при регулисању разних радних режима. При оваквој регулацији степен корисности достиже вредност од $\eta = 0,88 - 0,92$ [2]. На излазу из турбине је релативно висока вредност кавитационих коефицијената, што може да доведе до повећања одговарајућих трошкова за одржавање и опрему са аспекта додатног коришћења јединичног рада. С обзиром на кавитацију, често је потребно да се лопатице радног кола израђују од специјалних нерђајућих материјала, који су мање подложни утицају кавитације. Најчешће се користе легирани $Cu - Ni$ челици [7], али лоша особина ових челика је да се на местима оштећења, насталих услед кавитације при годишњем ремонту, тешко обликују и заварују. Коришћење радног кола са покретним лопатицама захтева решење уградњом механизма за покретање лопатица у главнину радног кола.

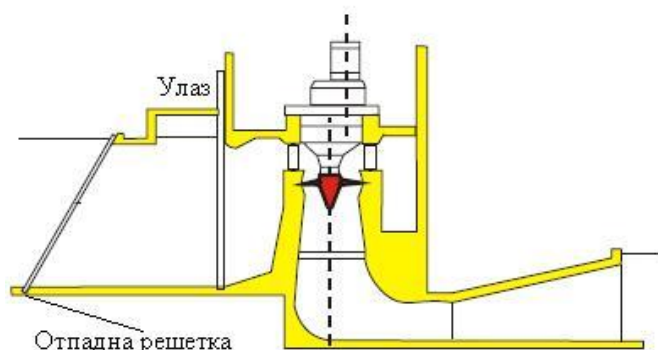
6.2. Конфигурација Капланових турбина

Конфигурације Капланових турбина се разликује према правцу протицања воденог тока (аксијални, радијални и комбиновани), излазном систему (отвор или дифузор) и

мультипликатору (паралелни зупчаници, пренос под правим углом, каишник). У табели 6.1. су приказане основне конфигурације и неке од карактеристика Капланових турбина.

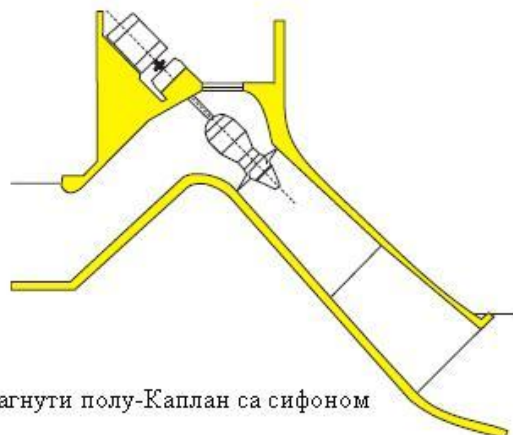
Конфигурација	Ток	Изназ	Мультипликатор	Слика
Вертикална	Радијални	Пок. лопатице	Паралелни	6.2
Вертикални полу- Каплан са сифоном	Радијални	Сифон	Паралелни	6.3
Инверзни полу-Каплан са сифоном	Радијални	Сифон	Паралелни	6.4
Нагнути полу-Каплан са сифоном	Аксијални	Сифон	Паралелни	6.5
Каплан S	Аксијални	Пропусни вентил	Паралелни	6.6
Каплан нагнут под правим углом	Аксијални	Пропусни вентил	Конични	6.7
Полу-Каплан у јами	Аксијални	Пропусни вентил	Паралелни	6.8

Табела 6.1. Карактеристике основних конфигурација Пелтонових турбина [17]



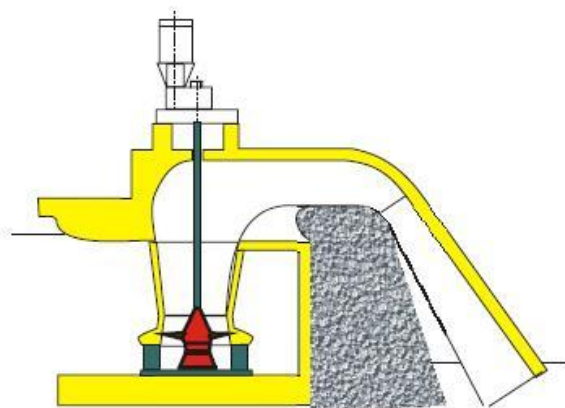
Вертикални Каплан (полу-Каплан)

Слика 6.2. Попречни пресек ХЕ са вертикалном Каплановом турбином [17]



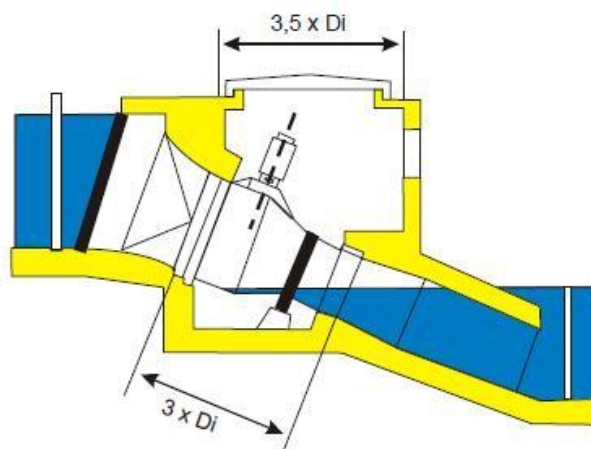
Нагнути полу-Каплан са сифоном

Слика. 6.3. Попречни пресек ХЕ са нагнутом полу-Каплановом турбином са сифоном [17]

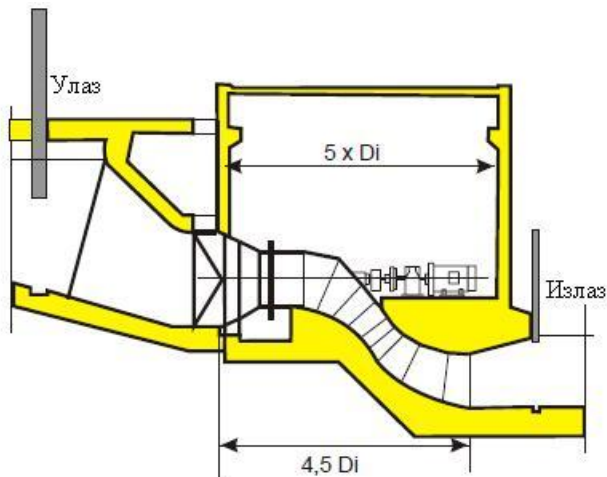


Полу-Каплан са обрнутим Сифоном

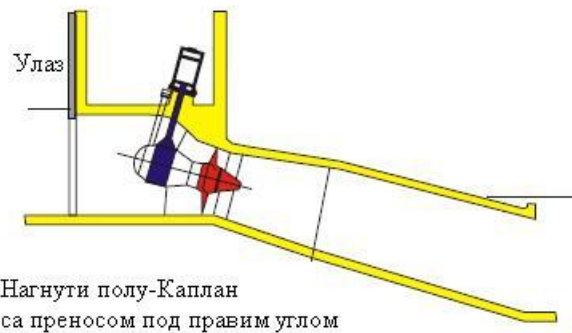
Слика 6.4. Попречни пресек ХЕ са Каплановом турбином и обрнутим сифоном [17]



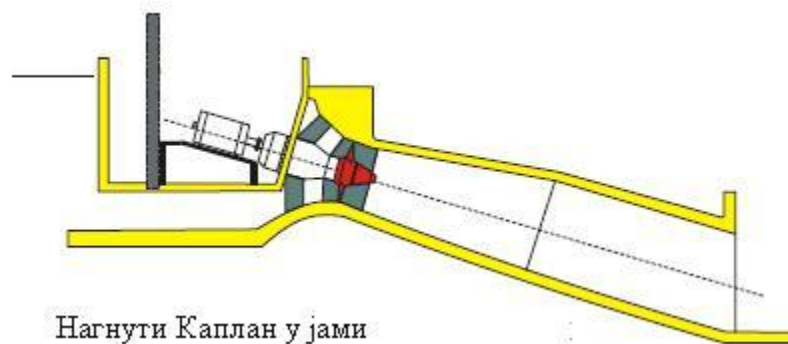
Слика 6.5. Попречни пресек ХЕ са нагнутом Каплановом турбином [17]



Слика 6.6. Попречни пресек ХЕ са S Каплановом турбином [17]



Слика 6.7. Попречни пресек ХЕ са нагнутом полу-Каплановом турбином [17]

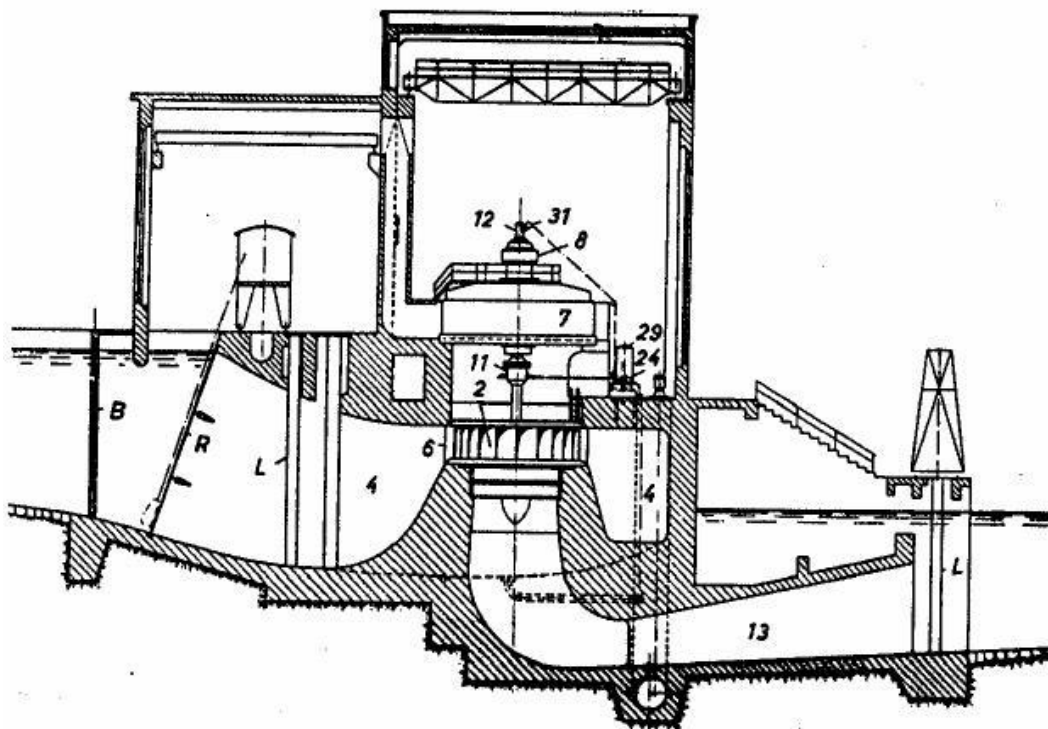


Слика 6.8. Попречни пресек ХЕ са нагнутом Каплановом турбином у јами [17]

Подземна изградња ХЕ је најбоље решење за ублажавање буке и визуелног утицаја на околину. За такву изградњу погодне су S конфигурације и конфигурације Капланове турбине у јами. Мултипликатор брзине омогућава употребу стандардних генератора са 750 или 1000 обртаја у минути, што је компактно, поуздано и релативно јефтино решење. S конфигурација, која се употребљава за средње падове, постаје веома популарна. Мана овог решења је што оса турбине пролази или кроз улаз или кроз одводну цев, што се одражава на ниво расположивог пада. Решења са турбином у јами имају предности у погледу једноставног приступа свим компонентама склопа, што се посебно односи на спој турбине и мултипликатора, сам мултипликатор и генератор, што у знатној мери олакшава процес одржавања и евентуалних замена. Ово решење је погодно за веома мале падове и велике протоке са пречницима радног кола већим од 2 m [17].

6.3. Конструкција хидроенергетског постројења са Каплановом турбином

Вертикални пресек хидроенергетског постројења са Каплановом турбином и нумерисаним позицијама основних елемената постројења приказан је на слици 6.9.



2. Покретна апаратура

4. Спирално кућиште

6. Зауставни прстен

7. Генератор

8. Аксијални лежај

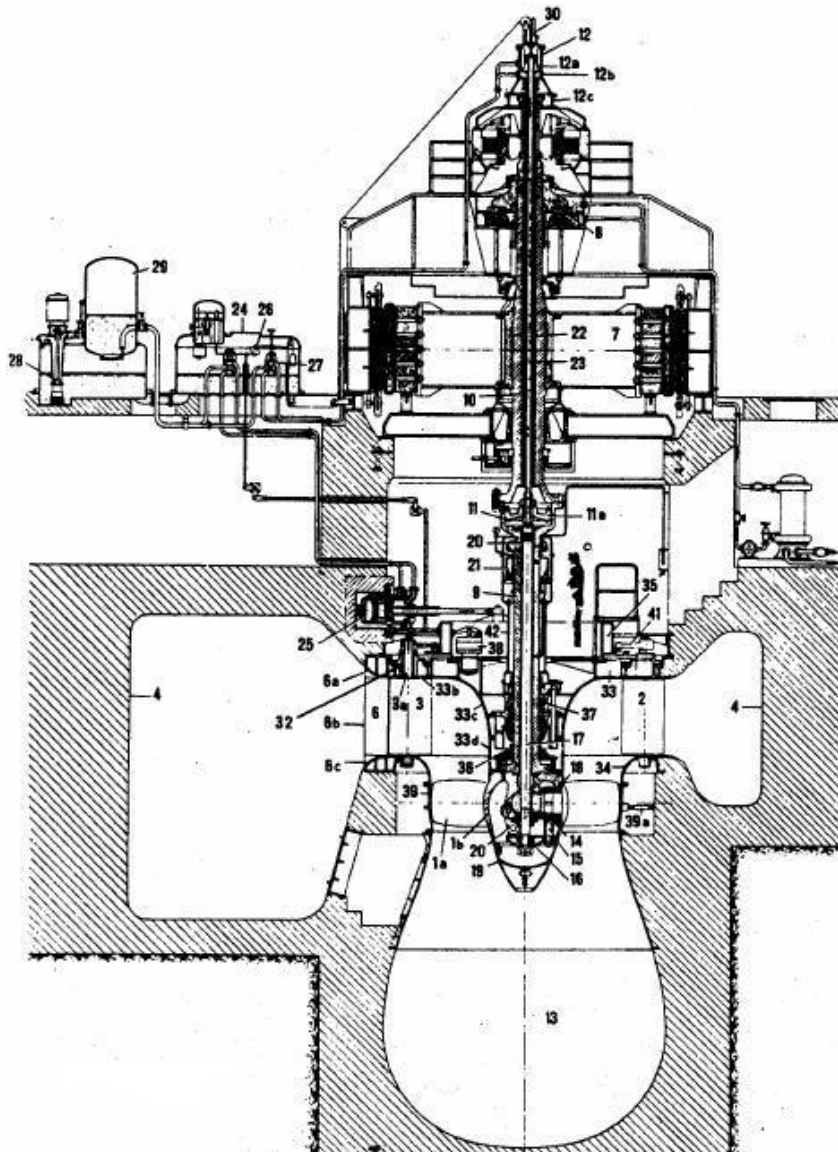
13. Дифузор

Слика 6.9. Вертикални пресек постројења са Каплановом турбином [17]

Из акумулационог базена вода утиче у спирално кућиште (4). Одатле вода, протичући кроз непокретни прстен (6) и покретно-контролисану апаратуру (2), пролази кроз радно коло и дифузор (13) и отиче у базен доње воде. Генератор (7) се монтира изнад турбине, а у већини случајева изнад нивоа горње воде. Аксијална оптерећења свих ротирајућих делова се преносе на аксијални лежај (8). У највећем броју случајева овај лежај се инсталира изнад горњег поклопца турбине на који ће се због тога пренети аксијална оптерећења.

6.4. Конструкција Капланове турбине

Вертикални пресек кроз постројење са Каплановом турбином са нумерисаним компонентама приказан је на слици 6.10.



- | | | |
|-------------------------------|---------------------------------|------------------------------|
| 1a. Лопатице радног кола | 12.a. и 12.b. уљна комора | 28. Уљна пумпа |
| 1b. Круна | 12.c. Уљни колектор | 29. Акумулатор |
| 2. Каскаде покретних лопатица | 13. Дифузор | 30. Облога повратне полуге |
| 3. Покретне лопатице | 14. Регулациони прстен | 31. Повртана полуга |
| 4. Спирално кућиште | 15. Везе | 32. Поклопац турбине |
| 6a. Горњи прстен | 16. Трансфер полуга | 33b. Спољашњи поклопац |
| 6b. Непокретне лопатице | 17. Шипка за пренос силе (11.a) | 33c. Унутрашњи поклопац |
| 6c. Доњи прстен | 19. Поклопац круне | 33d. Базни прстен лежаја |
| 7. Генератор | 20. Преносна шипка (17) | 35. Регулациони прстен |
| 8. Аксијално-потисни лежај | 21. Ротациони уљни колектор | 36. Заптивна кутија вратила |
| 9. Турбинско вратило | 22. и 23. Коаксијалне цеви | 37. Радијални лежај |
| 10. Генераторско вратило | 24. Управљач турбине | 38. Спољашњи венац |
| 11. Сервомотор | 25. Сервомотор каскада пок.лоп. | 39a. Хоризонтални носачи |
| 11.a. Клип сервомотора | 26. Ексецентар | 41. Полуга за покретање п.л. |
| 12. Улаз уља | 27. Регулациони вентил | 42. Облога вратила |

Слика 6.11. Вертикални пресек постројења са Каплановом турбином [7]

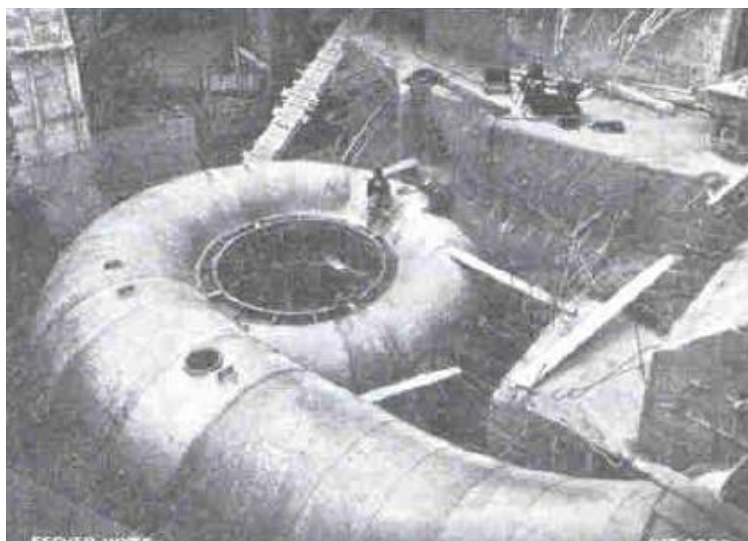
6.5. Главне компоненте и њихова функција

У главне компоненте Капланове турбине спадају:

- спирално кућиште,
- навођена опрема,
- поклопци,
- радно коло,
- сервомотор за покретање лопатица радног кола,
- турбинско вратило,
- лежајеви турбине,
- рукавац вратила и заптивна кутија,
- лежишна комора радног кола,
- одводна цев.

6.5.1. Спирално кућиште

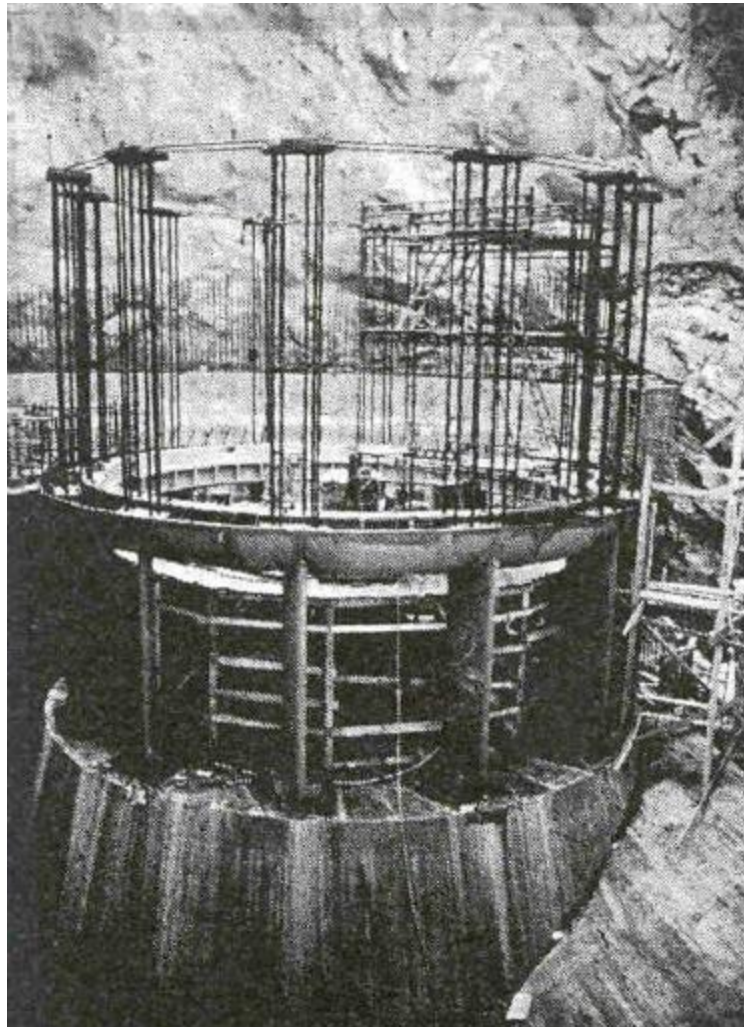
Спирално кућиште за пројектоване падове од 25 – 30 *m* се израђују од бетона. За изливање кућишта се користи дрвени модел који се обликује према димензијама добијеним прорачуном. Захтева се да квалитет израде површина проточног простора дифузора, па чак и површине спиралног кућишта буде исти. Бетонско кућиште за пројектоване случајеве високих падова није погодно решење, јер бетон не може да издржи релативно висок хидраулични притисак. За такве случајеве обликује се кућиште од челичних плоча, аналогно онима код Франсисових турбина (слика 6.12.)



Слика 6.12. Спирално кућиште Капланове турбине израђено од челичних плоча [7]

Попречни пресек канала спиралног кућишта је кружног облика. Лопатице непокретног прстена спровode водени ток до покретних лопатица радног кола. Хидраулична оптерећења се преко чврсто зашрафљених непокретних лопатица и прстена преносе на бетон. Непокретне лопатице се обично израђују од од заварених челичних

плоча наливених бетоном. На слици 6.13. је приказана инсталациона фаза непокретног прстена.



Слика 6.13. Израда непокретног прстена [7]

Нижи део спиралног кућишта је израђен од бетона. Горње зауставне греде су инсталиране и биће наливене бетоном заједно са остатком кућишта.

6.5.2. Каскаде покретних лопатица

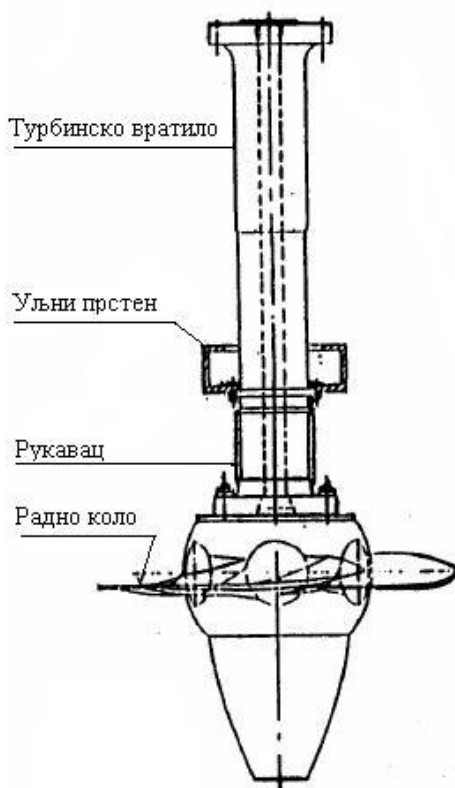
Каскаде покретних лопатица Капланових турбина се конструишу на исти начин као оне код Франсисових. Регулациони прстен симултано закреће све покретне лопатице за исти угао како би се мењала оптерећења турбине. Лопатице су израђене од челика. Обликују се тако да имају што савршенији хидраулични облик, а површине се фино обрађују.

6.5.3. Поклопци

Капланове турбине као додатак горњем и доњем поклопцу имају унутрашњи поклопац. Унутрашњи поклопац је зашрафљен за горњи. Структура коју формира са површином спроводног апарата служи као подршка механизму покретних лопатица заједно са регулационим прстеном, лежајевима турбине и заптивном кутијом. Доњи поклопац турбине је са лежишном комором радног кола спојен прирубницом.

6.5.4. Радно коло

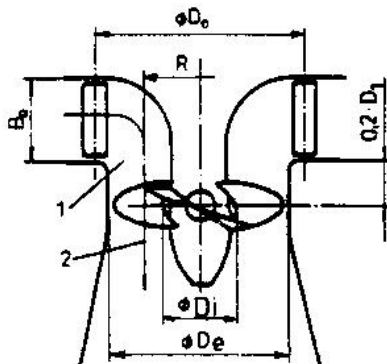
Радно коло Капланове турбине представља прави пројектантски изазов. Детаљи за подешавање лопатица се могу добити на различите начине. Увећање броја лопатица за случај већих падова може бити проблем, због просторне ограничености турбине и оптерећења појединих компоненти. Није само пројектовани пад параметар који утиче на број лопатица радног кола. Међу тим параметрима су и облик и дужина лопатица радног кола, као и специфични проток и положај лопатица у односу на ниво доње воде. Уобичајена пракса је да се радна кола са четири лопатице користе за падове од $25 - 30\text{ m}$, са пет лопатица за падове до 50 m , а оне са седам за $60 - 70\text{ m}$ [7]. Повећање броја лопатица утиче на повећање пречника главчине, а његов облик постаје сложенији, што се може негативно одразити на ефикасност турбине. Спољашњост главчине је сферно обликована, као што је приказано на слици 6.14, да би се остварио мали зазор између крајева подесивих лопатица и главчине за све оперативне услове.



Слика 6.14. Ротационе компоненте Капланове турбине [7]

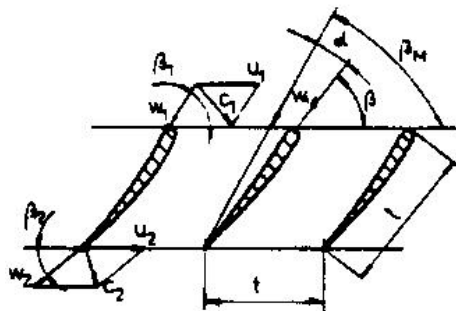
Са повећањем пројектованог пада пречник главчине се увећава приближно од 40% до $60 \div 70\%$ вредности пречника радног кола [3]. Обртни момент се на турбинско вратило преноси или чистом фрикционом везом или комбинованом фрикционо-смицајном везом.

Меридијански пресек класичне Капланове турбине са радијалним спроводним апаратом и осним радним колом дат је на слици 6.15.



Слика 6.15 Меридијански пресек Капланове турбине [3]

Између спроводног апарата и радног кола налази се релативно велики безлопатични простор (1) и у њему се мења смер струјања воде из радијалног у осни. Струјање у простору радног кола се зато карактерише осним струјним површинама, саосним са осом обртања турбине. Радијална компонента апсолутне брзине струјања једнака је нули, или приближно једнак нули, те је стога струјање које се одвија раванско тј. одговара моделу дводимензијског раванског кретања. Радијални спроводни апарат, који треба да обезбеди вредност укупне циркулације испред улаза у радно коло, има аналоган карактер са струјним пољем. Ако се радно коло пресече ваљком на било ком пречнику, а затим тај пресек развије у раван, добија се права профилна раванска решетка која се може продужити до у бесконачност (слика 6.16).



Слика 6.16. Профилна решетка Капланове турбине [3]

Ова развијена струјна величина се карактерише следећим величинама:

- t - корак решетке $t = 2r\pi/z$, растојање између два суседна профила, а z број лопатица радног кола
- l - дужина тетиве профила, тј. права која спаја почетак и крај профила,
- t/l - релативни корак решетке,
- β_t - угао између тетива профила и осе решетке,
- β_{11} и β_{21} - угао који заклапа скелетница профила са осом решетке.

При проучавању раванског струјања кроз праву профилну раванску решетку, треба уважавати положаје профила у решетки, као и њену густину. Прорачун праве профилне решетки за раванско струјање течности се врши познатим математичким методама: методом сингуларитета, методом комфорног пресликавања и другим, које су мање-више основне методе, ако се зна геометрија профила и решетки од којих се она састоји. Постоје и савремене нумеричке методе, методе коначних и граничних елемената. Врло широку примену су нашле и експерименталне методе за испитивање раванског струјања у решетки. Најважније у свим овим методама је доћи до стварних струјних величина решетки, која је настала из одређеног меридијанског пресека лопатица радног кола. За Капланове турбине које се користе за изградњу МХЕ, треба у првом реду изабрати параметре, који треба да буду у следећим границама: однос висине спроводног апарата према највећем (спољном) пречнику радног кола $B_0/D_1 = 0.4 \div 0.5$, и однос пречника радног кола $D_i/D_e = 0.33 \div 0.40$ [3] (слика 6.16) зависи у првом реду од специфичне учесталости обртања. Препоручује се да број лопатица буде три или четири. Ако јединични рад има већу бројну вредност за МХЕ онда радно коло може да има и пет лопатица. Средња густина решетки $1/t = 0.62 \div 0.87$ [3] зависи у првом реду од специфичне учесталости обртања и захтеваним антикавитационим способностима радног кола. Код главчине је густина решетки за 20% већа него код спољашњег пречника радног кола, при чему се претпоставља линеарна промена густине решетки од главчине до оклопа. Момент обимске компоненте апсолутне брзине Rc_u на улазу је функција полупречника, геометрије меридијанског пресека, геометрије спроводног апарата и радног режима турбине. При оптималном раду турбине, код главчине обимска компонента апсолутне брзине једнака је нули док код оклопа момент брзине достиже вредност [3]:

$$Rc_{2u} = \frac{0.2}{\omega} \cdot Y \cdot \eta_h \quad (6.0)$$

На момент брзине поред полупречника на улазној и излазној ивици радног кола, утичу улазни и излазни угао лопатице, који се добијају из одговарајућег троугла брзина и то:

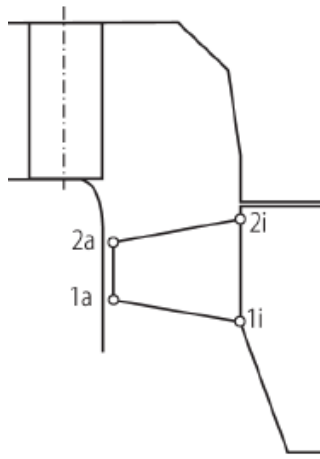
$$\cos \beta_{1l} = \frac{u_1 - c_{1w}}{w_1} \quad (6.1)$$

$$\cos \beta_{2l} = \frac{u_1 - c_m}{w_2} \quad (6.2)$$

Код осних турбина брзина $u_1 = u_2 = u$, јер делић течности улази и излази на истом полупречнику R па су обимске брзине међусобно једнаке. Углови лопатица код главчине и оклопа имају друге бројне вредности, јер су профили под различитим лопатичним угловима постављени у решетки. Ови углови имају утицаја на енергетске и кавитационе карактеристике радног кола. Разлика ових углова може да достигне бројну вредност $\Delta\beta = 14 \div 18^\circ$ [3].

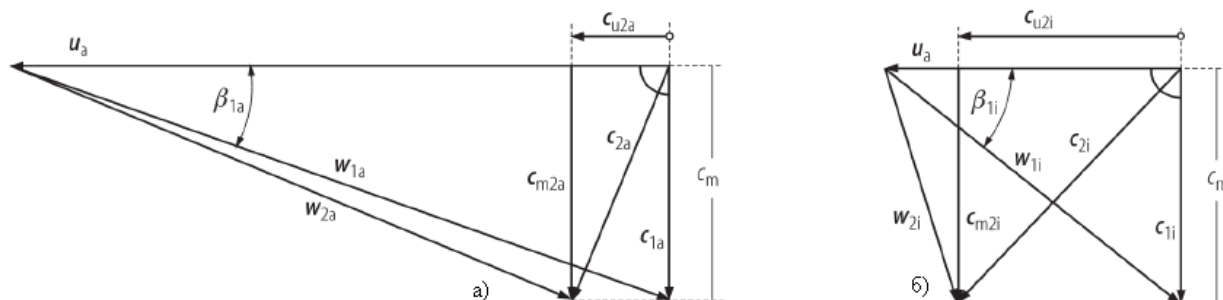
Разлика између угла струје и лопатичног угла код главчине креће се у границама од 6° до 10° а код оклопа $0 \div 2^\circ$ [3], при чему је зависност ових углова по полупречнику параболична. Један од највећих проблема, при конструкцији радног кола Капланове турбине је одређивање тежишта лопатица радног кола, јер се тиме компликује механички прорачун због одређивања момената за сваки пресек лопатице посебно.

Меридијански пресек Капланове турбине са назначеним улазом и излазом приказан је на слици 6.17. Са ознаком 2 у префиксу означене су тачке на улазу у радно коло турбине, и то са 2a улаз на ивици лопатице радног кола, у најудаљенијој тачки гледано од осе, и са 2i, тачка на улазној ивици лопатице уз главчину.



Слика 6.17. Меридијански пресек радног кола Капланове турбине [2]

Са префиксом 1 обележене су излазне тачке, и то са 1a, тачка на излазној ивици лопатице најудаљенија од осе, а са 1i, тачка на излазној ивици лопатице уз главчину радног кола. На слици 6.18 приказани су троуглови брзина у обележеним тачкама.



Слика 6.18. Троуглови брзина у улазним и излазним тачкама лопатица Капланове турбине и то:
а) на ободу лопатице, б) на лопатици уз главчину [2]

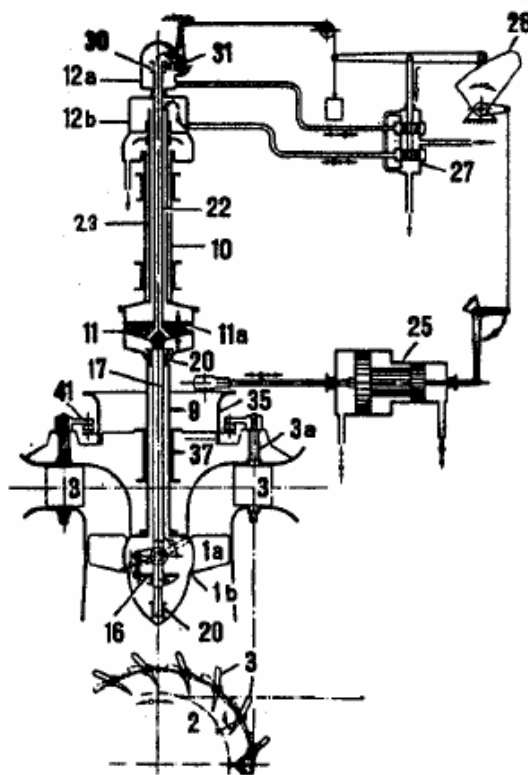
Како вредност преносне брзине зависи од полупречника тачке у којој се кретање посматра, $u = \omega \cdot r$, интензитет ове брзине у ободним тачкама биће знатно већи од оног у тачкама уз главчину што је на троугловима брзина јасно приказано дужином вектора преносних брзина.

6.5.5. Сервомотор за закретање лопатица радног кола

Сервомотор за покретање лопатица радног кола је или саставни део турбинског вратила или је смештен унутар главчине. Пример првог решења, концепт *Escher Wyss*, је приказан на слици 6.19. Сервомотор, монтиран у главчину радног кола, се састоји од покретног цилиндра и непокретног клипа интегрисаног у главчину. Претварање аксијалног клипног у ротационо лопатично кретање се врши системом веза и полуга. Главчина је у потпуности испуњена уљем, како би се обезбедило сигурно подмазивање свих покретних делова. Притисак уља унутар главчине се одржава на вишој вредности од притиска околне воде, како би се спречило евентуално продирање воде и мешање са уљем.

6.5.6. Регулациони механизам покретних лопатица

Пример регулационог механизма за закретање покретних лопатица је приказан на слици 6.19.



- | | | |
|---------------------------------|-----------------------|------------------------|
| 1a. Покретне лопатица рад. кола | 11a. Клип сервомотора | 22. Унутрашња уљна цев |
| 3. Покретне лопатице преткола | 12. Уљни уређај | 23. Спољашња уљна цев |
| 9. Турбинско вратило | 12a, 12b. Уљне коморе | 25. Сервомотор |
| 10. Генераторско вратило | 17. Шипка | 26. Ексцентар |
| 11. Цилиндар сервомотора | 20. Лежиште шипке | 27. Цилиндрични вентил |

Слика 6.19. Регулациони механизам покретних лопатица [7]

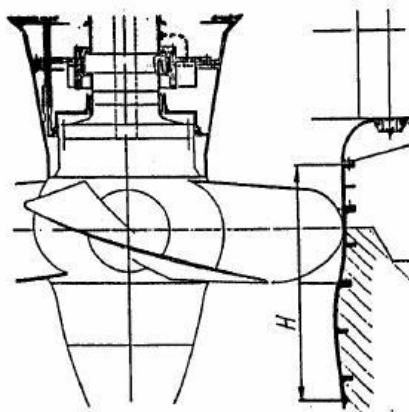
Закошеност покретних лопатица радног кола (1a) се подешава кружним кретањем изазваним деловањем клипа (11a), преко шипке (17). Цилиндрични продужетак на горњем крају турбинског вратила (9) служи као цилиндар сервомотора (11), при чему доња прирубница вратила има улогу поклопца. Шипка (17) се креће унутар два лежишта (20). Сервомотор (11) се снабдева уљем из горњег генераторског вратила (10). Уље се до сервомотора допрема кроз две коаксијалне цеви (22 и 23) које су смештене унутар шупљег генераторског вратила (10). Унутрашња цев (22) спроводи уље до ниже стране клипа и назад (11a), а кружни отвор између цеви (22) и (23) проводи уље ка врху клипа и назад. Уље пролази кроз улазни уређај (12) са две коморе (12a) и (12b) до врха постројења.

6.5.6.1. Кооперација у управљању лопатица преткола и радног кола

Турбински регулатор делује директно на сервомотор (25) тако што узрокује закретање покретних лопатица (3), приказаних на слици 6.19. Кретање сервомотора преко шипке, полуге и ексцентри (26) покреће и контролише положај покретних лопатица. Цилиндрични вентил (27) се помера из неутралне позиције и клип сервомотора (11a) покреће притисак уља. Цилиндрични вентил (27) се снабдева уљем директно из уљне пумпе, или из сабирача покретаног уљном пумпом.

6.5.7. Комора радног кола

Врло је важно да зазор између ободних ивица лопатица радног кола и коморе за смештај радног кола буде што мањи за сваки могући положај покретних лопатица. Због тога се комора радног кола, испод ротационе централне линије лопатица, обликује сферно. У идеалном случају сферичан облик би требао да постоји и изнад поменуте централне линије, међутим због цене инсталације и поједностављења монтаже, овај део је обликован цилиндрично, као што је приказано на слици 6.20, што је концепт *Escher Wyss*. Зазор између ободних ивица лопатица и коморе радног кола је приближно 0,1% пречника радног кола [7].



Слика 6.20. Комора радног кола [7]

Дужина коморе радног кола је обележена са H . На нижем крају коморе налази се издужени челични профил, заварен за одводну цев (дифузор).

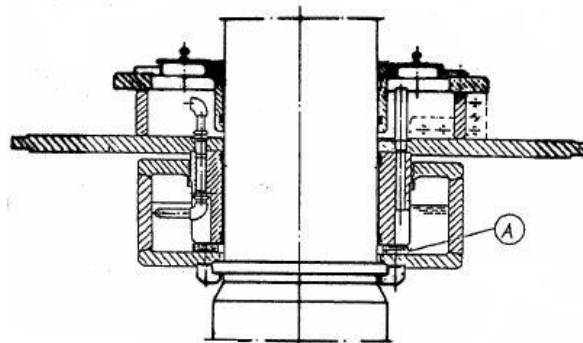
Кавитациона ерозија је могућа појава у току радне експлоатације турбине. Да би се смањио њен утицај и избегле превремене поправке, комора радног кола се израђује од ливеног нерђајућег челика *Cr-Ni* челика [7], или од заварених плоча истог материјала, који је на негативни утицај кавитације отпорнији од нелегираног угљеничног челика. Последице ерозије које настају у овом случају могу се отклонити на лицу места заваривањем. Комора радног кола је ојачана спољашњим оребрењем. Једним својим делом или у потпуности је узидана у бетон. Турбина приказана на слици 6.20 има приступни тунел дуж целог свог обима, који обезбеђује приступ доњим лежајевима покретних лопатица. У комбинацији са овим тунелом налази се и шахт, који омогућава приступ комори радног кола за инспекцију лопатица радног кола. У доњем делу коморе налази се навојни отвор за прикључење вакуумметра. Други отвори у доњем делу су зачепљени чеповима од нерђајућег челика.

6.5.8. Турбинско вратило

Турбинско вратило (слика 6.14) је израђено од *Siemens Martin* челика са кованим прирубницама на обе стране. Носећи рукавац од нерђајућег челика у области заптивне кутије турбинског вратила је притегнут уз вратило. Ротирајући уљни резервоар је причвршћен за вратило.

6.5.9. Лежајеви турбине

Дизајн лежајева турбине је приказан на слици 6.21.

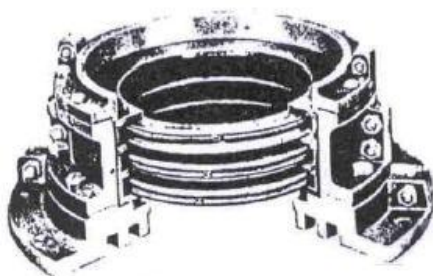


Слика 6.21. Лежајеви турбине [7]

Једини детаљ који лежајеве Капланових турбина разликује од оних код Франсисових је задњи притисни клизни прстен, који је зашрафљен за дно ротирајућег уљног резервоара. Као реакција на оптерећења, турбина је изложена вертикалним силама које делују на горе, што може изазвати подизање радног кола. Задњи притисни клизни прстен удара доњу површину лежишне подлоге која вертикалну силу преноси на основу лежаја. Клизни прстен је израђен од бронзе са жљебовима за подмазивање и дистрибуцију уља, што омогућава стварање уљног филма. Капланове турбине пројектоване за мале падове су изложене подизању више од оних пројектованих за велике. Кад су лопатице радног кола у затвореном положају, коло пумпа воду противно притиску доње воде. Како је у том случају притисак воде изнад радног кола нижи од оног испод, ствара се вертикална сила са смером на горе. Овај ефекат се јаче испољава са порастом брзине.

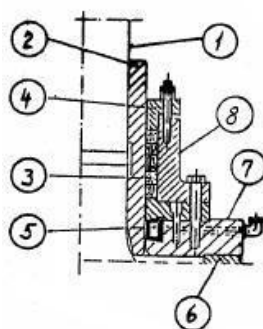
6.5.10. Заптивна кутија вратила

Најчешће примењивана заптивна кутија за случај Капланових турбина је карбонска кутија са заптивним прстеновима приказана на слици 6.22. Заптивни елементи уз турбинско вратило се састоје од посебно израђених карбонских прстенова који су уз вратило притиснути опругама. Кутија је изложена променљивом притиску воде у турбини, па се то мора имати на уму при њеном позиционирању.



Слика 6.22. Заптивна кутија са карбонским прстеновима [7]

Заптивачи изазивају одређени ниво хабања турбинског вратила. Због тога се између заптивача и вратила смешта чаура од нерђајућег челика. Заптивна кутија нешто једноставнијег дизајна је приказана на слици 6.23.



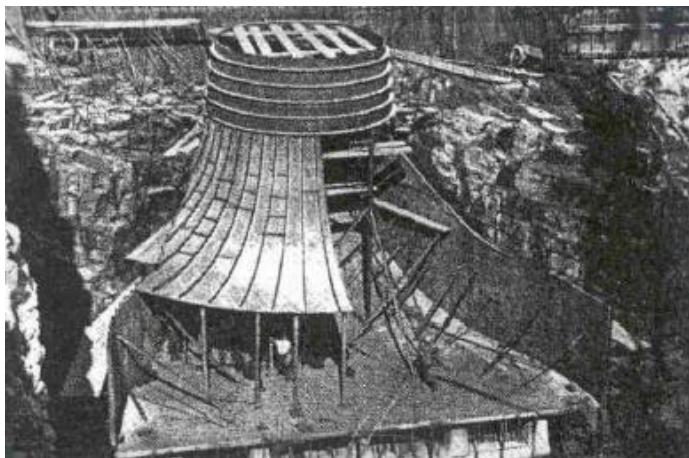
1. Турбинско вратило
2. Чаура од нерђајућег челика
3. Заптивна упуна
4. Заптивни прстен
5. Непокретна заптивка
6. Унутрашњи поклопац
7. Потпорни прстен
8. Кућиште

Слика 6.23. Заптивна кутија [7]

Примењује се код турбина средњих и релативно малих димензија са подесивом обимском брзином вратила. Монтира се на унутрашњи поклопац турбине (6). Састоји се од потпорног прстена (7), кућишта (8), заптивног прстена (4) и заптивне упуне (3). Заптивна упуна је постављена уз чауру од нерђајућег челика (2), који је причвршћен за турбинско вратило (1). Може бити компресована због бољих заптивних особина. Међутим, уколико се превише компресује могућа су прегревања у области између чауре и упуне. Како би се пратио температурни пораст, сензор који је повезан на аларм у контролној соби се монтира у заптивно кућиште. Гумени заптивни прстен на надувавање (5) који се користи као непокретни заптивач, је исти као код Франсисових турбина. Запремина воде која цури кроз заптивну кутију се сакупља у корито унутрашњег поклопца, одакле се испумпава пумпама које активира ниво сакупљене воде.

6.5.11. Одводна цев

Одводна цев се састоји од међусобно спојене цилиндричне и конусне цеви. По напуштању радног кола вода има релативно велику брзину. Кинетичка енергија воденог тока се у дифузору претвара у притисну. Како би тај процес био изведен уз минималне губитке, потребно је да ток и облик одводне цеви буду што униформнији. Како кинетичка енергија представља велики удео укупне енергије тока, облик одводне цеви има битан утицај на ефикасност турбине. Дифузор Капланове турбине се због тога специјално обликује. Постројење има релативно велике димензије и грађевински радови су скупи, због тога је пожељно да одводни цевовод (дифузор) буде што краћи. Горњи део цеви, конус, и унутрашње површине су обложене челичним плочама. Остатак цеви је израђен у бетону. Наливање бетона је најједноставније могуће, зидови су прави, са само једном закривљеном површином. Дифузор приказан на слици 6.24. је израђен заваривањем челичних плоча око цилиндричне цеви.



Слика 6.24. Изградња дифузора [7]

6.6. Контрола стања

Принцип контролне провере стања је приближно исти као код Франсисових турбина, а евентуалне разлике се тичу ситних детаља.

Радно коло

Радно коло се прегледа одозго и одоздо. Са посебном пажњом се траже и прегледају трагови кавитационе ерозије и огреботина на лопатицама, прирубници и главчини.

Комора радног кола

Проверава се зазор између радног кола и коморе радног кола, јер постоји могућност да је евентуални пролазак страног тела између ове две површине нанео оштећења.

Механизам покретних лопатица

Код механизма индивидуално покретаних лопатица сервомотором, проверава се уједначеност кретања лопатица.

Заптивна кутија вратила

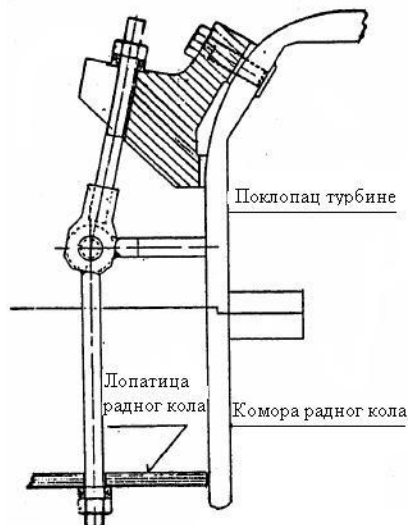
Потребно је проверити да ли постоји цурење кроз заптивну кутију и да ли вода продире у лежајеве.

6.7. Инструменти за надзор

Опрема се углавном састоји од истих инструмената као за надзор Франсисових турбина.

6.8. Монтажа и демонтажа

Дифузор и комора радног кола су потпуно или делимично положени у бетон. Због тога ови делови не могу бити демонтирани. Свака могућа демонтажа се обавља „на горе“, кроз статор генератора, након уклањања ротора. Делови који се најчешће уклањају ради оправке или замене су унутрашњи поклопац и радно коло. Унутрашњи поклопац је зашрафљен за спољашњи. Најмањи пречник спољашњег поклопца је димензионисан тако да се по уклањању унутрашњег поклопца кроз отвор може извући радно коло. При монтажи и демонтажи радно коло може да виси обешено о држаче пришрафљене или за комору радног кола или за поклопац турбине, као што је приказано на слици 6.25.



Слика 6.25. Бешење радног кола [7]

Да би се заменила лопатица, мора се демонтирати део коморе радног кола. Тај део коморе је исечен у бетону и може се извлачити и увлачити по потреби. Лопатица по извлачењу може бити демантирана и извађена кроз одводну цев.

6.9. Димензионисање главних елемената Капланове турбине

1) Тачно мерење и унос података водотока:

а) Прорачун расположивог нето пада одабраног водотока (H_n):

$$H_n = H_b - H_g \quad [m] \quad (6.3)$$

где је:

H_b [m] – расположиви бруто пад водотока,
 H_g [m] – укупни хидраулични губици при проласку кроз отпадну решетку, захват, доводни цевовод, и капију или вентил. Ови губици износе приближно 6% од укупне вредности бруто пада.

б) Прорачун протока одабраног водотока (Q):

Постоји више метода за мерење протока водотока. Једна од најстаријих и технолошки најједноставнијих се састоји у мерењу просечне брзине тока и површине проточног пресека дуж којег је брзина мерена.

$$Q = c_r \cdot A_r \quad [m^3/s] \quad (6.4)$$

где је:

c_r [m/s] – просечна брзина протицања кроз посматрани пресек,
 A_r [m²] – површина посматраног проточног пресека.

2) Прорачун снаге радног кола турбине (P_{ti}):

$$P_{ti} = \rho \cdot g \cdot \eta_h \cdot H_n \cdot Q_t \quad [W] \quad (6.5)$$

где је:

ρ [kg/m³] – густина воде,
 g [m/s²] – убрзање силе земљине теже,
 η_h [–] – хидраулична ефикасност радног кола турбине,
 Q_t [m³/s] – проток воде кроз турбину.

3) Прорачун брзине радног кола турбине (N):

Корелација између специфичне и брзине обртања радног кола турбине (n_{sp}), снаге (P_{rk}) и расположивог нето пада водотока (H_n) дата је изразом [13]:

$$n_{sp} = \frac{n_{rk} \cdot \sqrt{1.36 \cdot P_{rk}}}{H_{net}^{5/4}} \quad (6.6)$$

где је:

n_{rk} [o/min] – број обртаја турбине радног кола,

$$n_{rk} = i \cdot n_{ge} \quad (6.7)$$

i [-] – преносни однос каишног преносника,
 n_{ge} [o/min] – број обртаја ротора генератора,

$$n_{ge} = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (6.8)$$

f [Hz] – фреквенција електричне мреже (50 Hz),
 p [-] – број пари полова (3).

4) Прорачун пречника радног кола (D_1) [2]:

$$D_1 = \frac{60}{\pi \cdot n_{rk}} \cdot \xi_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad [m] \quad (6.9)$$

где је ξ_v коефицијент брзине:

$$\xi_v = 0.0233 \cdot (n_{sp})^{2/3} \quad [-] \quad (6.10)$$

5) Прорачун пречник главчине радног кола (d_{gl}) [2]:

$$d_{gl} = 0.38 \cdot D_1 \quad [m] \quad (6.11)$$

Пречник корена главчине радног кола је могуће одредити изразом (6.12), [2]:

$$d_c = 0.92 \cdot d_{gl} \quad [m] \quad (6.12)$$

6) Прорачун геометријских и брзинских величина у профилним решеткама I до XI [2]:

Пречник пресека профилне решетке (r) се може одредити према изразу (6.13), [2]:

$$r_i = \frac{d_{gl}}{2} + \Delta r \cdot index \cdot 0,0.1...1.0 \quad [m] \quad (6.13)$$

при чему је Δr [m] разлика спољашњег пречника радног кола (D_1) и пречника главчине (d_{gl}), а $index$ [-] бројач од 0 до 1, са кораком од 0,1.

Корак профилне решетке (t) на полупречнику r_i [2]:

$$t_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i}{z_{rk}} \quad [m] \quad (6.14)$$

Обимска брзина (u_1) на полупречнику r_i , [2]:

$$u_i = \omega \cdot r_i \quad [m] \quad (6.15)$$

Промена релативне брзине (Δw_i) на полупречнику r_i , [2]:

$$\Delta w_i = \frac{g \cdot H_n \cdot \eta}{u_i} \quad [m/s] \quad (6.16)$$

Брзина воде непосредно испред улаза у радно коло ($w_{\infty i}$) на полупречнику r_i [2]:

$$w_{\infty i} = \sqrt{c_m^2 + (u_i - \frac{\Delta w_i}{2})^2} \quad [m/s] \quad (6.17)$$

Угао вектора брзине воде непосредно испред улаза у радно коло ($\beta_{\infty i}$) на полупречнику r_i , [2]:

$$\beta_{\infty i} = \arcsin \frac{c_m}{w_{\infty i}} \quad [^\circ] \quad (6.18)$$

Релативна брзина воде на улазу у радно коло (w_{1i}) полупречника r_i [2]:

$$w_{1i} = \sqrt{c_m^2 + (u_i - \Delta w_i)^2} \quad [m/s] \quad (6.19)$$

Релативна брзина воде на излазу из радног кола (w_{1i}) на полупречника r_i [2]:

$$w_{2i} = \sqrt{c_m^2 + u_1^2} \quad [m/s] \quad (6.20)$$

Угао вектора брзине на улазу у радно коло (β_{1i}) на полупречнику r_i [2]:

$$\beta_{1i} = \arcsin \frac{c_m}{w_{1i}} \quad [^\circ] \quad (6.21)$$

Угао вектора брзине на излазу из радног кола (β_{2i}) на полупречнику r_i [2]:

$$\beta_{2i} = \arcsin \frac{c_m}{w_{2i}} \quad [^\circ] \quad (6.22)$$

Угао промене вектора брзине воде у радном колу ($\Delta \beta_i$) на полупречнику r_i [2]:

$$\Delta \beta_1 = \beta_{1i} - \beta_{2i} \quad [^\circ] \quad (6.23)$$

Bauersaldo-ова основна једначина за прорачун хидротурбина [2]:

$$C_{ar} \cdot \frac{l}{t} = \frac{2 \cdot \Delta w_i}{w_{\infty i}} \quad [-] \quad (6.24)$$

где је l/t [-] релативна дужина профилне решетке ($l/t=1$, усвојено за све пречнике)

Фактор утицаја суседног профила у профилној решетки (K), [2]:

$$K = 1.2 \quad [-] \quad (6.25)$$

Потребан коефицијент узгона (C_a) профила на полупречнику r_i [2]:

$$C_a = \frac{C_{ar}}{K} \quad [-] \quad (6.26)$$

Потребна дужина профила (l) на полупречнику r_i [2]:

$$l_i = t_i \cdot \left(\frac{l}{t}\right) = t_i \quad [m] \quad (6.27)$$

Релативан угао нагиба профила (α_{ri}) у решетки на полупречнику r_i [2]:

$$\alpha_{ri} = \frac{C_a}{0.095} \quad [^\circ] \quad (6.28)$$

Угао нагиба профила (β_{ri}) у решетки на полупречнику r_i [2]:

$$\beta_{ri} = \beta_{\infty i} + \alpha_{ri} \quad [^\circ] \quad (6.29)$$

Минимална дебљина корена лопатице (δ) [2]:

$$\delta = 0.015 \cdot D_1 \cdot (1.5 \cdot H_n)^{1/2} \quad [m] \quad (6.30)$$

Дебљина лопатица на полупречнику r_i [2]:

$$\delta_i = \delta_{i-1} - 0.003 \quad [m] \quad (6.31)$$

Релативна дебљина лопатица (δ/l) полупречника r_i [2]:

$$\frac{\delta}{l} = \left(\frac{\delta_1}{l_1}\right) \quad [-] \quad (6.32)$$

6) Однос појединих елемената радног кола и улазног пречника радног кола:

Број лопатица радног кола Капланове турбине се на основу расположивог нето пада водотока усваја према препорукама из табеле 6.26.

Нето напор Н [m]	2÷20	15÷30	20÷40	30÷50	40÷80
Број лопатица радног кола z [-]	4	5	6	7	8

Табела 6.26. Одабир броја лопатица радног кола Капланове турбине [18]

Препоручене вредности улазних и излазних пречника (D_a и D_e) као и пречника осе обртања покретних лопатица (D_0) и броја непокретних лопатица (Z_0) у зависности од улазног пречника радног кола (D_1) дате су у табели 6.27:

D_1 [m]	1,80	2,0	2,25	2,50	2,80	3,20	3,60	4,0	4,50	5,0	5,50	6,0	6,50
D_a [m]	3,05	3,35	3,75	3,90	4,38	5,0	5,55	6,15	6,95	7,65	8,45	9,25	10,0
D_e [m]	2,60	2,85	3,20	3,30	3,72	4,26	4,80	5,32	6,0	6,60	7,30	8,0	8,70
D_0 [m]	2,20	2,40	2,75	2,90	3,25	3,75	4,20	4,65	5,25	5,80	6,40	7,0	7,50
Z_0 [-]	16	16	16	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24

Табела 6.27. Зависност улазног (D_a), излазног (D_e) и пречника закретних лопатица (D_0) као и броја непокретних лопатица (Z_0) од улазног пречника радног кола (D_1) [18]

7) Спирално кућиште турбине:

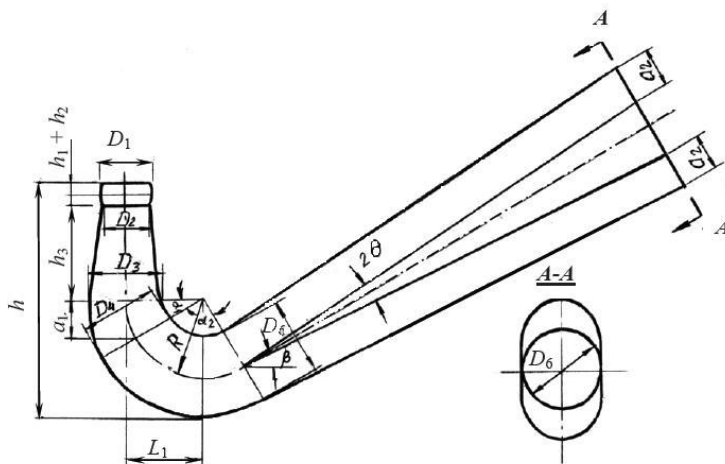
Димензионисање спиралног кућишта се може извршити према прорачуну из 5.14.

8) Димензионисање дифузора Капланове турбине:

Димензионисање основних елемената дифузора Капланове турбине (слика 6.29) врши се на основу усвојених параметара, према познатим вредностима пречника радног кола, а према препоруци из табеле 6.28:

Ознаке	Однос	Ознаке	Однос
h	$(3,5 \div 4,1)D_1$	a_1	$0,825D_1$
h_3	$(1,5 \div 2,0)D_1$	a_2	$0,825D_1$
D_3	$1,45D_1$	α_1	-30°
$D_4 = D_6$	$1,65D_1$	α_2	-90°
R	$1,6D_1$	β	до 30°
L_1	$1,6D_1$	2θ	$5 \div 7^\circ$

Табела 6.28. Димензионисање Капановог дифузора [18]



Слика 6.29. Шематски приказ дифузора Капланове турбине [18]

6.10. Резултати димензионисања за конкретан случај

На основу теоријских разматрања и математичког прорачуна одрађених у оквиру поглавља 6. урађен је пример димензионисања основних елемената Капланове турбине за водоток са познатим полазним параметрима: протоком од $Q = 23,5 \text{ m}^3/\text{s}$ и расположивим бруто падом од $H = 10 \text{ m}$.

Резултати истраживања су приказани у табели 6.30, а детаљан прорачун димензионисаних елемената је приказан у склопу прилога IV⁴.

Параметар	Ознака	Јединица	Резултат димензионисања
Расположиви проток	Q	m^3/s	23,5
Бруто пад	H_b	m	10
Нето пад	H_n	m	9,4
Брзински број	Ω	-	
Ефикасност турбине	η	-	0,85
Снага турбине	P_t	kW	1842
Број обртаја	N	o/min	350
Специфичан број обртаја	N_s	-	1064
Кавитацијска резерва	$NPSH$	J/kg	
Улазни пречник р.к.	D_1	m	1,8
Пречник главчине	d_{gl}	m	0,68
Пречник оса закретних лоп.	D_o	m	2,2
Улазни радијус спирале	D_a	m	3,05
Излазни радијус спирале.	D_6	m	2,6
Број лопатица радног кола	z	-	4
Број непокретних лопатица	n_{qv}	-	16
Улазни угао	β_1	°	39
Излазни угао	β_2	°	13,5

Табела 6.30. Резултати димензионисања Капланове турбине

На основу препорученог односа димензија из табеле 6.28, а у складу са сликом 6.29 у табели 6.31 су приказани резултати димензионисања дифузора за посматрани случај:

Ознаке	Вредност [m]	Ознаке	Вредност [m]
h	6,84	a_1	1,48
h_3	3.15	a_2	1.48
D_3	2,60	α_1	-30°
$D_4 = D_6$	2,97	α_2	-90°
R	2,9	β	до 30°
L_1	2,9	2θ	5÷7°

Табела 6.31. Резултати димензионисања дифузора Капланове турбине

⁴ 131. стр.

Резултати димензионисања спирале су приказани у склопу прилога IV.

Резултати су добијени математичким прорачуном у софтверском пакету *MathCad*. Уз прилог IV рада достављен је и математички код уз помоћ ког је могуће, само на основу промене полазних параметара, тј. расположивог пада и протока водотока, димензионисати основне елементе Капланове турбине за било који водоток који одговара њеном радном режиму.

7.0. Закључак

Доступност електричне енергије једном друштву је директан показатељ степена његове привредне развијености и животног стандарда, те се сходно тежњама непрекидног развоја и енергетске потребе друштва непрекидно увећавају.

Са порастом свести о значају енергије и заштити животне средине пажња научне и шире јавности се све више усмерава на обновљиве изворе енергије, а међу њима, у првом реду хидроенергију, као најпоузданији облик обновљиве енергије.

Изградња хидроенергетских објеката релативно великих снага је задатак друштва као целине, док изградња хидроенергетских објеката релативно малих снага може бити првенствено интерес појединаца као делова друштвене целине. Изградња МХЕ је дакле подухват на ком профитирају обе стране, и друштво и инвеститор.

Како би ефикасност МХЕ била што већа централно место при пројектовању се посвећује правилном одабиру и димензионисању хидрауличних турбина. Да ли ће инсталирана турбина бити акцијска или реакцијска зависи од расположивог протока и пада водотока, од чега зависе и димензије одабране турбине.

У овом раду су приказани резултати димензионисања две акцијске и две реакцијске турбине, за различите случајеве расположивог пада и протока водотока. Прорачун је урађен уз помоћ софтверског пакета *MathCad* који карактерише добра прегледност, једноставна употреба и лака манипулација полазним подацима. Резултати димензионисања који су функција протока и расположивог пада водотока, једноставном изменом полазних података могу бити параметри испитане турбине за било који други посматрани проток.

Математички прорачун је заснован на изведеним и емпиријским формулама различитих аутора за димензионисање основних елемената турбина МХЕ. За случај димензионисања акцијских турбина прорачун је рађен за Пелтонову и Банки турбину. Полазни подаци за димензионисање и одабир ових турбина су били протоци од $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ и $1 \text{ m}^3/\text{s}$, бруто пад од 105 m и $9,5 \text{ m}$, тј. на основу овога одређени брзински бројеви $\Omega = 0,103$ и $\Omega = 0,65$, респективно. Прорачунате снаге анализираних турбина су $90,1 \text{ kW}$ и $76,97 \text{ kW}$, а вредности спољашњих пречника $0,425 \text{ m}$ и $0,4 \text{ m}$, респективно.

За случај реакционих турбина анализиране су Франсисова и Капланова за протоке од $3 \text{ m}^3/\text{s}$ и $23,5 \text{ m}^3/\text{s}$, расположиве бруто падове од 100 m и 10 m , тј. брзинске бројеве од $\Omega = 0,442$ и $\Omega = 3,551$, респективно. Снага Франсисове турбине за анализирани случај је $2,19 \text{ MW}$ а спољашњи пречник радног кола $0,82 \text{ m}$, док је снага Капланове $1,842 \text{ MW}$ а спољашњи пречник радног кола $1,8 \text{ m}$.

7.0 Литература

- [1] Јаћим Перић: *Хидраулични мотори и постројења*, Знање, Београд, 1952.г.
- [2] Душан Гордић: Скрипта, *Обновљиви извори енергије два*, Факултет инжењерских наука Крагујевац, 2013.г.
- [3] Богдан Ристић, Драгица Миленковић: *Мале хидроелектране – водне турбине*, Научна књига, Београд, 1996.г.
- [4] Милун Ј. Бабић, Светислав Стојковић: *Турбомашине – теорија и математичко моделирање*, Машински факултет Крагујевац. 1997.г.
- [5] <http://authors.library.caltech.edu/25019/1/chap6.htm>, приступљено маја 2013.г.
- [6] http://www.usbr.gov/pmts/hydraulics_lab/hydstructures/cavitate.html, приступљено маја 2013.г.
- [7] Arne Kjølle: *Hidropower in Norway – mechanical equipment*, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2001.
- [8] Rama S.R. Gorla, Aijaz A. Khan: *Turbomachinery – Design and theory*, Cleveland State University, Cleveland, Ohio, U.S.A., 2003.
- [9] Bilal Abdullah Nasir: *Design of high efficiency Pelton turbine for microhydropower plant*, International journal of electrical engineering & technology (IJEET), Hawijah Technical Institute, Kirkuk, Iraq, 2013.
- [10] Бранислав Игњатовић, Мирослав Бенишек, Милош Недељковић, Дејан Илић, Ђорђе Чантрак, Иван Божић: *Банки турбина – погодан тип мале хидротурбине за искоришћење потенцијала малих река (токова)*, ЈП Ђердап, Сектор за развој и инвестиције, Поп Стојанова 2, Београд, 2005.г.
- [11] Bilal Abdullah Nasir: *Design of High Efficiency Cross-Flow Turbine for Hydro-Power Plant*, International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT), Hawijah Technical Institute, Kirkuk, Iraq, 2013.
- [12] <http://www.hydroturbine.com/blogspot.com201104francis-turbine212>, приступљено априла 2013.г.
- [13] Ministry of new and renewable energy government of India, *STANDARDS /MANUALS / GUIDELINES FOR SMALL HYDRO DEVELOPMENT - Guidelines for electrical designs of shp plants including switchyard*, Alternate hydro energy centre Indian institute of technology, Roorkee, 2008.
- [14] Hari Prasad Neopane, Ole Gunnar Dahlhaug, Bhola Thapa: *Alternative design of a Francis turbine for sand laden water*, *International Conference on Small Hydropower - Hydro Sri Lanka*, 2007.
- [15] Hallvard Meland: *A new design of a Francis turbine in order to reduce sediment erosion*, Norwegian University of Science and Technology, 2010.

- [16] <http://web.iitd.ac.in>, приступлено марта 2013.г.
- [17] Bernhard Pelikan: *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*, European Small Hydropower Association – ESHA, 2004.
- [18] Гатилло Сергей Павлович, Елисеев Александр Евгеньевич, Корбут Ольга Борисовна: *Методические рекомендации к выполнению курсового проекта по дисциплине "Гидроэлектрические станции и гидромашины"*, Белорусский национальный технический университет, 2005.г.
- [19] Liying Wang, Dehua Wei: *The Optimum Structural Design for Spiral Case in Hydraulic Turbine*, College of Water Conservancy and Hydropower, Hebei University of Engineering, Handan, China, 2011.

Прилог I

$$Q_t := 0.1$$

$$H_b := 105$$

$$H_g := 0.06 \cdot H_b$$

$$H_g = 6.3$$

$$H_n := H_b - H_g$$

$$H_n = 98.7$$

$$\rho := 1000$$

$$g := 9.81$$

$$c_n := 0.98$$

$$P_{ti} := \rho \cdot g \cdot c_n^2 \cdot H_n \cdot Q_t$$

$$P_{ti} = 9.299 \times 10^4$$

$$Q_m := 0.1$$

$$n_j := \frac{Q_t}{Q_m}$$

$$n_j = 1$$

$$c_j := c_n \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$c_j = 43.126$$

$$D_j := \sqrt{4 \cdot \frac{Q_t}{\pi \cdot c_j \cdot n_j}}$$

$$D_j = 0.054$$

$$A_j := \pi \cdot \frac{D_j^2}{4}$$

$$A_j = 2.319 \times 10^{-3}$$

$$N_s := 85.49 \cdot \frac{\sqrt{n_j}}{H_n^{0.243}}$$

$$N_s = 28.009$$

$$\textcolor{green}{N} := N_s \cdot \frac{H_n^{\frac{5}{4}}}{\sqrt{\frac{P_{ti}}{1000}}}$$

$$N = 903.594$$

$$D_r := 38.6 \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{N}$$

$$D_r = 0.424$$

$$ctr := \frac{\pi \cdot N \cdot D_r}{60}$$

$$\theta := 20deg$$

$$L_{pt} := \frac{H_n}{\sin(\theta)}$$

$$L_{pt} = 288.579$$

$$c_{tr} := \pi N \cdot \frac{D_r}{60}$$

$$\textcolor{green}{S} := \frac{H_n}{L_{pt}}$$

$$S = 0.342$$

$$c_p := 1.9$$

$$R_h := \sqrt{\frac{Q_t}{c_p \cdot \pi}}$$

$$R_h = 0.129$$

$$n_p := R_h^{\frac{2}{3}} \cdot S^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{c_p}$$

$$D_{pt} := \left(\frac{n_p^2 \cdot Q_t^2 \cdot L_{pt}}{H_b} \right)^{0.1875} \cdot 2.69$$

$$D_{pt} = 0.529$$

$$A_p := D_{pt}^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$A_p = 0.22$$

$$D_{pn} := \frac{D_{pt}}{\sqrt{n_j}}$$

$$\beta := 60\text{deg}$$

$$L_n := \frac{D_{pn} - D_j}{\tan(\beta)}$$

$$L_n = 0.274$$

$$D_t := 3$$

$$x_{nr} := 0.05 \cdot D_r + D_t$$

$$x_{nr} = 3.021$$

$$x_{nb} := 0.625 \cdot D_r$$

$$x_{nb} = 0.265$$

$$B_w := 3.4 \cdot D_j$$

$$B_w = 0.185$$

$$B_l := 3 \cdot D_j$$

$$B_l = 0.163$$

$$B_d := 1.2 \cdot D_j$$

$$B_d = 0.065$$

$$n_b := 15 + \frac{D_r}{2 \cdot D_j}$$

$$n_b = 18.905$$

$$L_{ab} := 0.195 \cdot D_r$$

$$L_{ab} = 0.083$$

$$R_{br} := 0.47 \cdot D_r$$

$$R_{br} = 0.199$$

$$V_b := 0.0063 \cdot D_r^3$$

$$V_b = 4.816 \times 10^{-4}$$

$$\rho_m := 7850$$

$$M_b := \rho_m \cdot V_b$$

$$M_b = 3.78$$

$$\rho_w := 7850$$

$$F_d := \rho_w \cdot Q_m \cdot c_j$$

$$F_d = 3.385 \times 10^4$$

$$S_f := 2.6$$

$$F_{dr} := F_d \cdot S_f$$

$$F_{dr} = 8.802 \times 10^4$$

$$F_c := 1.2$$

$$T_{dr} := F_{dr} \cdot F_c$$

$$T_{dr} = 1.056 \times 10^5$$

$$t_p := \left(1.2 + \frac{D_{pt} + 508}{400} \right) \cdot 10^{-3}$$

$$t_p = 2.471 \times 10^{-3}$$

$$\Delta c := \frac{Q_m}{n_j \cdot A_p}$$

$$K_{wm} := 2.1 \cdot 10^9$$

$$M_p := 2.8 \cdot 10^9$$

$$c_w := \sqrt{\frac{1}{\rho_w \cdot \left(\frac{D_{pt}}{M_p \cdot t_p} + \frac{1}{K_{wm}} \right)}}$$

$$c_w = 40.706$$

$$H_s := c_w \cdot \frac{\Delta c}{g}$$

$$H_s = 1.89$$

$$\psi := 0.98$$

$$\phi := 165 \text{deg}$$

$$P_{to} := 4.645 \cdot \rho_w \cdot Q_t \cdot c_{tr} \cdot (c_j - c_{tr}) \cdot (1 + \psi \cdot \cos(\phi))$$

$$P_{to} = 9.009 \times 10^4$$

$$\eta_{\text{th}} := \frac{1 + \psi \cdot \cos(\phi)}{2}$$

$$\eta_{\text{th}} = 0.027$$

$$x := \frac{c_{\text{tr}}}{c_{\text{j}}}$$

$$x = 0.466$$

$$\rho_{\text{a}} := 1.2$$

$$\eta_{\text{t}} := 96.9$$

$$\omega := \frac{\pi \cdot N \cdot D_{\text{r}}}{60 \cdot \frac{D_{\text{r}}}{2}} = 94.624$$

$$T_{\text{t}} := \frac{P_{\text{to}}}{\omega} = 952.1$$

Прилог II

$$H_b := 9.5$$

$$Q := 1$$

$$H_g := 0.06 \cdot H_b$$

$$H_g = 0.57$$

$$H_n := H_b - H_g$$

$$H_n = 8.93$$

$$\rho := 1000$$

$$g := 9.81$$

$$c := 0.98$$

$$\psi := 0.98$$

$$\alpha := 16\text{deg}$$

$$\eta_t := \frac{c^2 \cdot (1 + \psi) \cdot \cos(\alpha)^2}{2}$$

$$\eta_t = 0.879$$

$$P_{kW} := \rho \cdot g \cdot \eta_t \cdot H_n \cdot Q$$

$$P_{kW} = 7.696 \times 10^4$$

$$P_W := \frac{P_{kW}}{1000}$$

$$P_W = 76.965$$

$$N := \frac{513.25 \cdot H_n^{0.745}}{\sqrt{P_W}}$$

$$N = 298.929$$

$$N_s := \frac{N \cdot \sqrt{P_W}}{\frac{5}{H_n^4}}$$

$$N_s = 169.883$$

$$c_{tr} := \frac{1 \cdot c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot \cos(\alpha)}{2}$$

$$c_{tr} = 6.235$$

$$D_o := 40 \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{N}$$

$$D_o = 0.4$$

$$\underline{\underline{K}} := 0.087$$

$$t_c := K \cdot D_o$$

$$t_c = 0.035$$

$$\beta_1 := 30 \text{deg}$$

$$t_b := \frac{K \cdot D_o}{\sin(\beta_1)}$$

$$t_b = 0.07$$

$$n := \frac{\pi \cdot D_o}{t_b}$$

$$n = 18.055$$

$$\underline{\underline{L}} := \frac{Q \cdot N}{50 \cdot H_n}$$

$$L = 0.669$$

$$t_j := 0.29 \cdot D_o$$

$$t_j = 0.116$$

$$y_1 := 0.116 \cdot D_o$$

$$y_1 = 0.046$$

$$y_2 := 0.05 \cdot D_o$$

$$y_2 = 0.02$$

$$a := 0.174 \cdot D_o$$

$$a = 0.07$$

$$D_i := D_o - 2 \cdot a$$

$$D_i = 0.261$$

$$r_c := 0.163 \cdot D_o$$

$$r_c = 0.065$$

$$\beta_2 := \beta_1$$

$$\beta_2 = 0.524$$

Прилог III

$$H_b := 100$$

$$Q := 3$$

$$g := 9.81$$

$$\pi := 3.14$$

$$\rho := 1000$$

$$H_g := 0.06 \cdot H_b$$

$$H_g = 6$$

$$H_n := H_b - H_g$$

$$H_n = 94$$

$$\beta_2 := 17 \text{deg}$$

$$u_2 := 25.23$$

$$\kappa := 1.2$$

$$Q_p := \frac{Q}{1.2}$$

$$Q_p = 2.5$$

$$\eta_t := 0.95$$

$$P_t := \eta_t \cdot \rho \cdot g \cdot Q_p \cdot H_n$$

$$P_t = 2.19 \times 10^6$$

$$c_{m2} := u_2 \cdot \tan(\beta_2)$$

$$c_{m2} = 7.714$$

$$D_2 := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot c_{m2}}}$$

$$D_2 = 0.643$$

$$N := \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$$

$$N = 750.295$$

$$\Omega := \frac{N \cdot \sqrt{Q_p}}{\frac{3}{89 \cdot H_n^4}}$$

$$\Omega = 0.442$$

$$P_{\text{thp}} := \frac{P_t}{745.7}$$

$$P_{\text{thp}} = 2.937 \times 10^3$$

$$N_s := \frac{N \cdot \sqrt{P_{\text{thp}}}}{\frac{5}{H_n^4}}$$

$$N_s = 138.922$$

$$a := 1.12$$

$$b := 0.055$$

$$\text{NPSH} := \frac{a \cdot c_{m2}^2 + b \cdot u_2^2}{2 \cdot g}$$

$$\text{NPSH} = 5.181$$

$$h_s := 10 - \text{NPSH}$$

$$h_s = 4.819$$

$$c_1 := \sqrt{g \cdot H_n}$$

$$c_1 = 30.367$$

$$u_1 := 0.75 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$u_1 = 32.209$$

$$D_1 := \frac{u_1 \cdot 60}{N \cdot \pi}$$

$$D_1 = 0.82$$

$$c_{m1} := 0.9 \cdot c_{m2}$$

$$c_{m1} = 6.942$$

$$B_1 := \frac{Q_p}{\pi \cdot D_1 \cdot c_{m1}}$$

$$B_1 = 0.14$$

$$c_{u1} := 0.68 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$c_{u1} = 29.203$$

$$\beta_1 := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{m1}}{u_1 - c_{u1}}\right)$$

$$\beta_1 = 66.586 \cdot \deg$$

$$Q_m := \rho \cdot Q$$

$$Q_m = 3 \times 10^3$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = 78.531$$

$$\omega_x := \frac{\omega}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = 1.829$$

$$Q_x := \frac{Q}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = 0.07$$

$$\Omega := \omega_x \cdot \sqrt{Q_x} = 0.483$$

$$D_{axf} := D_1 \cdot (0.29 \cdot \Omega + 1.07) = 0.993$$

$$D_2 = 0.643$$

$$D_1 = 0.82$$

$$\alpha_{gvo} := 4 \cdot (-4 \cdot \Omega^2 + 13 \cdot \Omega + 1) = 25.395$$

$$D_{gvo} := 1.05 \cdot D_1$$

$$D_{gvo} = 0.861$$

$$z := \frac{D_{axf} \cdot \pi}{0.23 \cdot D_{gvo}}$$

$$z = 15.735$$

$$L_{gv} := \pi \cdot \frac{D_{axf}}{16}$$

$$L_{gv} = 0.195$$

$$D_{gvi} := D_{gvo} + L_{gv} = 1.056$$

Димензионисање спирале

$$\underline{\underline{K}} := 0.89$$

$$c_o := K \cdot \sqrt{H_n}$$

$$c_o = 8.629$$

$$\phi := 0,45 \dots 315$$

$$Q_o := \frac{345}{360} \cdot Q$$

$$Q_o = 2.875$$

$$F_o := \frac{Q_o}{c_o}$$

$$F_o = 0.333$$

$$\rho_o := \sqrt{\frac{F_o}{\pi}}$$

$$\rho_o = 0.326$$

$$b_o := 0.25 \cdot D_1$$

$$b_o = 0.205$$

$$\Delta := 0.2$$

$$h := \frac{b_o}{2} + \Delta$$

$$h = 0.303$$

$$K_x := 0.15$$

$$r_o := \frac{D_{gvi}}{2} + K_x = 0.678$$

$$a_o := r_o + \sqrt{\rho_o^2 - h^2}$$

$$a_o = 0.799$$

$$\underline{\underline{R}} := a_o + \rho_o$$

$$R = 1.125$$

$$\underline{\underline{C}} := \frac{345}{a_o - \sqrt{a_o^2 - \rho_o^2}}$$

$$C = 4.969 \times 10^3$$

$$K_s := \frac{C \cdot Q}{720 \cdot \pi}$$

$$K_s = 6.593$$

$$\rho(\phi) := \frac{\phi}{C} + \sqrt{2 \cdot r_o \cdot \frac{\phi}{C}}$$

$$R(\phi) := 2 \cdot \rho(\phi) + r_o$$

$$\rho(\phi) =$$

0
0.12
0.175
0.219
0.258
0.293
0.326
0.357

$$R(\phi) =$$

0.678
0.918
1.028
1.116
1.194
1.264
1.33
1.391

Прилог IV

$$Q := 23.5$$

$$H_b := 10$$

$$H_g := 0.06 \cdot H_b$$

$$H_n := H_b - H_g$$

$$H_n = 9.4$$

$$f := 50$$

$$p := 4$$

$$\rho := 1000$$

$$g := 9.81$$

$$\eta_h := 0.85$$

$$P_{kw} := \frac{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q \cdot \eta_h}{1000}$$

$$P_{kw} = 1.842 \times 10^3$$

$$P_w := P_{kw} \cdot 1000$$

$$P_w = 1.842 \times 10^6$$

$$n_{ge} := \frac{60 \cdot f}{p}$$

$$n_{ge} = 750$$

$$i := 0.467$$

$$n_{rk} := i \cdot n_{ge}$$

$$n_{rk} := 350$$

$$n_{sp} := \frac{n_{rk} \cdot \sqrt{1.36 \cdot P_{kw}}}{\frac{5}{H_n^4}}$$

$$n_{sp} = 1.064 \times 10^3$$

$$\Omega := \frac{n_{rk} \cdot \sqrt{Q}}{\frac{3}{89 \cdot H_n^4}}$$

$$\Omega = 3.551$$

$$\xi_v := 0.0233 \cdot n_{sp}^{\frac{2}{3}}$$

$$D_1 := \frac{60}{\pi \cdot n_{rk}} \cdot \xi_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$D_1 = 1.8$$

$$d_{gl} := 0.38 \cdot D_1 = 0.684$$

$$\text{round}(d_{gl}, 2) = 0.68$$

$$A_1 := D_1^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$A_1 = 2.544$$

$$A_2 := \frac{d_{gl}^2 \cdot \pi}{4}$$

$$A_2 = 0.367$$

$$\text{\textcolor{green}{A}} := A_1 - A_2$$

$$A = 2.177$$

$$c_m := \frac{Q}{A \cdot 0.985}$$

$$c_m = 10.959$$

$$d_c := 0.92 \cdot d_{gl}$$

$$\text{round}(d_c, 2) = 0.63$$

$$z_{rk} := 4$$

$$\Delta r := \frac{D_1 - d_{gl}}{2}$$

$$\Delta r = 0.558$$

$$x := 0, 0.1 \dots 1.0$$

$$r(x) := \frac{d_{gl}}{2} + \Delta r \cdot x$$

$$t_i(x) := \frac{2 \cdot \pi \cdot r(x)}{z_{rk}}$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{rk}}{60}$$

$$\text{round}(\omega, 2) = 36.65$$

$$u_i(x) := \omega \cdot r(x)$$

$$\Delta w_i(x) := \frac{g \cdot H_n \cdot \eta_h}{u_i(x)}$$

$$c_m := 7.65$$

$$w_{\infty i}(x) := \sqrt{c_m^2 + \left(u_i(x) - \frac{\Delta w_i(x)}{2}\right)^2}$$

$$c_m := 7.65$$

$$\beta_{\infty i}(x) := \arcsin\left(\frac{c_m}{w_{\infty i}(x)}\right)$$

$$w_{1i}(x) := \sqrt{c_m^2 + \left(u_i(x) - \Delta w_i(x)\right)^2}$$

$$w_{2i}(x) := \sqrt{c_m^2 + u_i(x)^2}$$

$$\beta_{1i}(x) := \arcsin\left(\frac{c_m}{w_{1i}(x)}\right)$$

$$\beta_{2i}(x) := \arcsin\left(\frac{c_m}{w_{2i}(x)}\right)$$

$$\Delta \beta_i(x) := \beta_{1i}(x) - \beta_{2i}(x)$$

$$C_{ar}(x) := \frac{2 \cdot \Delta w_i(x)}{w_{\infty i}(x)}$$

$$K := 1.2$$

$$C_a(x) := \frac{C_{ar}(x)}{K}$$

$$l_i(x) := t_i(x)$$

$$\alpha_{ri}(x) := \frac{C_a(x)}{0.095}$$

$$\beta_{ri}(x) := \alpha_{ri}(x) + \beta_{\infty i}(x)$$

$$\delta := 0.015 \cdot D_1 \cdot \left(1.5 \cdot H_n\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\delta = 0.101$$

$i := 0..10$

$\delta(i) := \delta - 0.003 \cdot i$

$r(x) =$	$t_i(x) =$	$u_i(x) =$	$\Delta w_i(x) =$	$w_{\infty i}(x) =$	$\beta_{\infty i}(x) =$
0.342	0.537	12.534	6.253	12.125	0.683
0.398	0.625	14.579	5.376	14.139	0.572
0.454	0.712	16.624	4.715	16.189	0.492
0.509	0.8	18.669	4.198	18.251	0.433
0.565	0.888	20.715	3.784	20.318	0.386
0.621	0.975	22.76	3.444	22.385	0.349
0.677	1.063	24.805	3.16	24.452	0.318
0.733	1.151	26.85	2.919	26.518	0.293
0.788	1.238	28.895	2.713	28.581	0.271
0.844	1.326	30.94	2.533	30.643	0.252
0.9	1.414	32.985	2.376	32.704	0.236

$w_{1i}(x) =$	$w_{2i}(x) =$	$\beta_{1i}(x) =$	$\beta_{2i}(x) =$	$\Delta\beta_i(x) =$	$C_{ar}(x) =$
9.898	14.684	0.883	0.548	0.335	1.031
11.967	16.464	0.694	0.483	0.21	0.76
14.155	18.3	0.571	0.431	0.14	0.582
16.369	20.176	0.486	0.389	0.097	0.46
18.579	22.082	0.424	0.354	0.071	0.372
20.775	24.011	0.377	0.324	0.053	0.308
22.957	25.958	0.34	0.299	0.041	0.258
25.123	27.918	0.309	0.278	0.032	0.22
27.277	29.89	0.284	0.259	0.025	0.19
29.419	31.872	0.263	0.242	0.021	0.165
31.55	33.86	0.245	0.228	0.017	0.145

$C_a(x) =$	$\alpha_{ri}(x) =$	$\beta_{ri}(x) =$	$\delta(i) =$
0.86	9.048	9.731	0.101
0.634	6.671	7.242	0.098
0.485	5.11	5.602	0.095
0.383	4.036	4.468	0.092
0.31	3.267	3.653	0.089
0.256	2.699	3.048	0.086
0.215	2.267	2.585	0.083
0.183	1.931	2.224	0.08
0.158	1.665	1.936	0.077
0.138	1.45	1.703	0.074
0.121	1.275	1.511	0.071

Прорачун спирале

$$\overset{\text{ww}}{K} := 0.89$$

$$c_o := K \cdot \sqrt{H_n}$$

$$c_o = 2.729$$

$$\phi := 0,45 \dots 315$$

$$Q_o := \frac{345}{360} \cdot Q$$

$$Q_o = 22.521$$

$$F_o := \frac{Q_o}{c_o}$$

$$F_o = 8.253$$

$$\rho_o := \sqrt{\frac{F_o}{\pi}}$$

$$\rho_o = 1.621$$

$$b_o := 0.25 \cdot D_1$$

$$b_o = 0.45$$

$$\Delta := 0.2$$

$$h := \frac{b_o}{2} + \Delta$$

$$h = 0.425$$

$$K_x := 0.15$$

$$r_o := \frac{d_{gl}}{2} + K_x = 0.492$$

$$a_o := r_o + \sqrt{\rho_o^2 - h^2}$$

$$a_o = 2.056$$

$$\overset{\text{ww}}{R} := a_o + \rho_o$$

$$R = 3.677$$

$$\underline{\underline{C}} := \frac{345}{a_o - \sqrt{a_o^2 - \rho_o^2}}$$

$$C = 436.149$$

$$K_s := \frac{C \cdot Q}{720 \cdot \pi}$$

$$K_s = 4.531$$

$$\underline{\underline{\rho}}(\phi) := \frac{\phi}{C} + \sqrt{2 \cdot r_o \cdot \frac{\phi}{C}}$$

$$\underline{\underline{R}}(\phi) := 2 \cdot \rho(\phi) + r_o$$

$\rho(\phi) =$

0
0.422
0.657
0.861
1.05
1.228
1.4
1.565

$R(\phi) =$

0.492
1.336
1.806
2.215
2.592
2.949
3.291
3.622