

**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: 355/2012

Петар Б. Танкосић

Експериментална анализа рада

Пелтонових турбина

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. др Душан Гордић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Садржај:

Резиме	3
1. Увод.....	4
2. Хидрауличка постројења.....	5
2.1 Општа шема хидропостројења	5
2.2 Одређивање водног потенцијала	8
2.2.1 Принцип одређивања водног потенцијала	8
2.3 Подела хидроелектрана	9
2.3.1 Подела према положају машинске зграде	10
3. Водне турбине	12
3.1 Историјски развој турбина.....	12
3.2 Проточни елементи водних турбина.....	14
3.3 Подела турбина према врсти струјне енергије.....	16
3.3.1 Акцијске хидрауличне турбине	16
3.3.2 Реакцијске хидрауличне турбине	16
3.3.2.1 Аксијалне хидрауличне турбине	17
3.3.2.2 Полуаксијалне хидрауличне турбине	18
3.3.2.3 Радијалне хидрауличне турбине.....	18
3.4 Класификација турбина према начину довођења воде радном колу	19
3.5 Основи теорије водних турбина	20
3.5.1 Јединична енергија или јединични рад.....	20
3.5.2 Јединични рад код турбина.....	22
3.5.3 Јединични рад код акцијских турбина.....	24
3.5.4 Јединични рад код реакцијских турбина	25
3.5.5 Хидраулички степен корисности	27
3.6 Радни параметри водне турбине.....	28
3.6.1 Проток	28
3.6.2. Јединични рад.....	29
3.6.3 Угаона брзина.....	29
3.6.4 Степен корисности.....	30

3.6.5	Снага.....	31
3.7	Одређивање напора турбине.....	32
3.7.1	Специфичности при одређивању напора радних кола акцијских турбина.....	33
4.	Акцијске турбине	36
4.1	Банки турбина	36
4.2	Турго турбина.....	39
5.	Пелтон турбина	40
5.1	Спроводни апарат турбине	40
5.2	Уређај за регулисање	42
5.3	Услови за добијање максималне снаге	43
5.4	Лопатице	46
5.4.1	Димензије лопатице.....	46
5.4.2	Број лопатица и корак.....	48
5.4.3	Положај сечице лопатице.....	50
5.5	Губици, степен корисности и карактеристике	50
5.5.1	Губици енергије	50
5.5.2	Степен корисности и карактеристике	55
5.6	Регулисање Пелтонове турбине	58
5.7	Извођење Пелтонове турбине.....	63
6.	Експериментална анализа Пелтонове турбине	67
6.1	Опис лабораторијског постројења	67
6.2	Експериментално мерење	69
6.2.1	Експерименталне карактеристике при константној угаоној брзини	70
6.2.2	Експерименталне карактеристике при константном притиску	72
7.	Закључак	75
8.	Литература.....	76

Резиме

Задатак овог рада је одређивање експерименталних карактеристика Пелтонове турбине при чему је коришћен едукативни лабораторијски модел ове турбине.

Након уводног дела, у другом поглављу, дат је опис хидрауличких постројења, као и принципи одређивања водног тока и основна подела хидроелектрана са посебним освртом на проточне и деривацијске хидроелектране.

У трећем делу описан је историјат водних турбина при чему је дата основна подела водних турбина према врсти струјне енергије, основи теорије водних турбина, као и радни параметри водне турбине.

Акцијске турбине, тачније Банки и Турго турбина, описане су у четвртом поглављу.

У петом поглављу описана је Пелтонова турбина, њено регулисање, извођење и димензионисање, као и губици енергије.

Шесто поглавље представља основни део рада у коме је описан експеримент и дати резултати мерења.

Кључне речи: одређивање експерименталних карактеристика, акцијске турбине, Пелтон турбина, резултати мерења

Abstract

The aim of this work is to determine the experimental characteristics of Pelton turbine using an educational laboratory model of the turbine.

After the introductory section, the second chapter provides a description of hydraulic systems, as well as the principles for determining the water flow and the basic division of hydro power plant with special emphasis on flow and derivative hydropower.

The third part describes the history of water turbines with a basic subdivision by type of water turbine power generation, the theory of water turbine and water turbine operating parameters.

Action turbine, namely Banki and Turgo turbines, are described in the fourth chapter.

The fifth chapter describes the Pelton turbine, its regulation, performance and sizing, and energy losses.

The sixth chapter is the main part of the work in which is described the experiment and the results of the measurements.

Key words: determination of experimental characteristics, action turbine, Pelton turbine, measurement results

1. Увод

Услед повећања потребе за електричном енергијом у савременом домаћинству и неиздрживе урбанизације, човечанство мора да трага за повољнијим решењима генерисања електричне енергије, при чему мора да обрати пажњу на очување природе и искоришћење својих природних ресурса.

Модерни стил живота подразумева све већу употребу енергије, а тренутно се већина потреба човечанства за енергијом добија из врло штетних фосилних горива, али би у будућности та горива требало бити замењена чистим изворима енергије у облику обновљивих извора енергије или нуклеарне енергије. То је једини начин да се сачува Земља.

Савремени развој и изградња малих хидроелектрана у непосредној вези је са укупним развојем друштва и енергетског биланса земље. Мале хидроелектране су од великог значаја јер користе обновљиви вид енергије, а еколошки веома мало угрожавају околину. Изградња малих хидроелектрана мотивисана је интензивним коришћењем расположивих водених ресурса, како великих тако и локалних, чиме се енергетски биланс земље побољшава и употпуњује. Од посебног значаја је да се мале хидроелектране граде за релативно кратко време у односу на велике хидроелектране и да ангажују мање потребног капитала за изградњу.

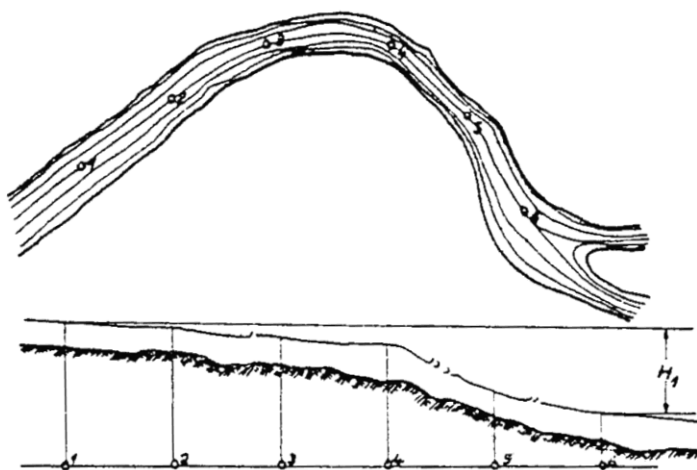
Прва хидроцентрала у Србији пуштена је у рад далеке 1900. године у Ужицу на реци Ђетињи, са Теслиним системом вишефазних струја. После тридесетогодишње паузе, ова електрана и данас успешно ради. Данас у Србији у склопу ЕПС-а постоји 16 хидроцентрала значајног нивоа производње укупне снаге од 2 835 MW. [1]

2. Хидраулична постројења

Површина Земљине лопте састоји се од копна и воде. Вода заузима велики део те површине, око 73%. Укупна количина воде у течном, парном и чврстом стању износи око 1 275 милиона m^3 . Ова огромна маса воде налази се у сталном кретању. Под дејством топлоте, примљене од сунца, вода испарава и са великих морских површина или са копна одлази у атмосферу као невидљива пара. Захваћена ваздушним струјама водена пара се у виду облака креће преко површине земље. Наилазећи на хладне слојеве ваздуха, пара се и сама хлади. Када јој температура опадне до „температуре росе“, пара се кондензује стварајући маглу и облаке. Ношена ветровима, она наставља кретање док у виду атмосферског талогa – кише не падне поново на Земљу да би, одмах или касније, по површини копна или испод њега отицањем опет доспела у море. Овакво кретање воде, условљено дејством Сунчеве енергије, праћено променама агрегатног стања, назива се кружним кретањем воде. [2]

2.1. Општа шема хидропостројења

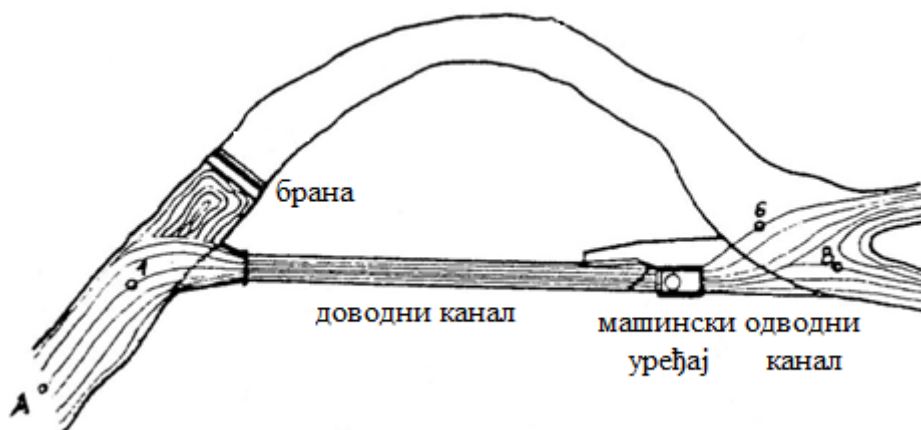
Услед висинских разлика које постоје дуж речног корита, тј. услед пада реке, настаје отицање па је величина пада поред протока мерило енергије којом речни ток располаже. При кретању воде природним токовима јављају се отпори трења на чије се савлађивање утרוши скоро сав расположиви пад. Да би се енергија воденог тока која се непрестано троши на савлађивање трења могла искористити, река се мора скренути у направљени, вештачки ток. То је потребно у првом реду да би вода пролазила кроз хидрауличну турбину и предавала јој своју енергију, а затим још и да би се смањили отпори при протицању.



Слика 2.1 Део тока реке и уздужни развијени пресек [2]

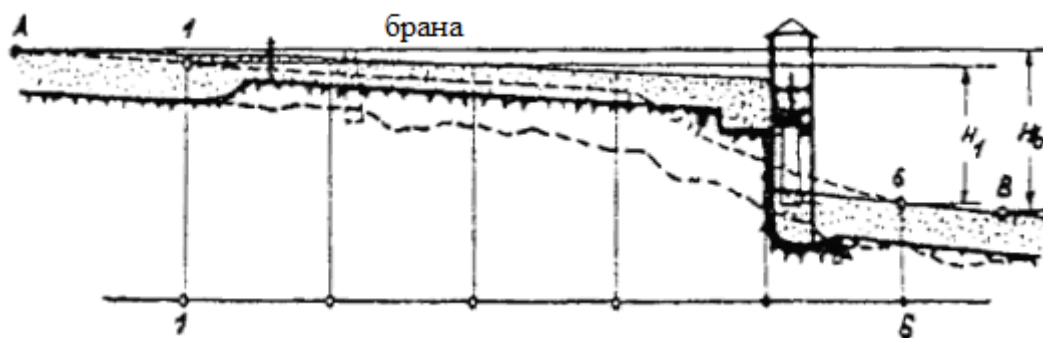
Свако хидропостројење састоји се из хватишта воде, доводних органа, хидроцентрале и одводног канала, као и споредних уређаја.

На *слици 2.1* дат је део тока једне реке и уздужни развијени пресек кроз њено корито. Пад H_b , тј. разлика у нивоу воде на овом месту реке је знатан, те се може изградити хидропостројење јер околни терен то допушта. На *слици 2.2* се види на истој реци изграђено хидропостројење – доводни и одводни канал и зграда са машинским уређајем.

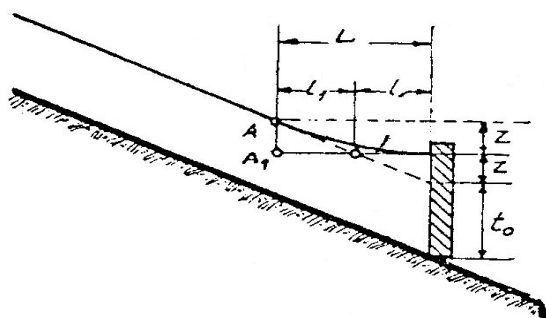


Слика 2.2 Изграђено хидропостројење на реци [2]

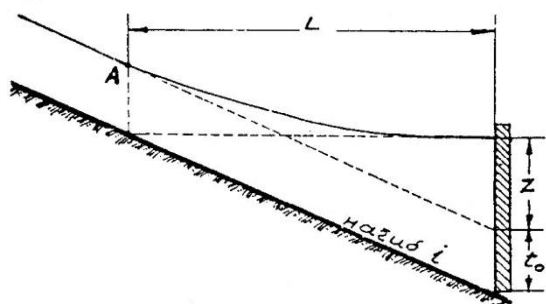
Да би се вода скренула и присилила да тече овим, вештачким, током, подигнута је брана. Постављањем бране може се постићи и други циљ; ако су обале реке на том месту високе, дубина воде ће се знатно повећати издизањем нивоа воде. На тај начин ће се у хидропостројењу користити не више само првобитни пад H_1 реке између тачке 1 и тачке 6 већ пад H_b између тачке В и тачке А, која је далеко испред тачке 1. На *слици 2.3* дат је уздужни пресек хидропостројења подигнутог на истој реци и означени су падови H_b и H_1 . Ранији ток реке као и брана уцртани су тачкасто, а пресек је дат кроз канале.



Слика 2.3 Уздужни пресек хидропостројења [2]



Слика 2.4 Мањи успор [2]



Слика 2.5 Већи успор [2]

Постављањем бране, брзина воде се успорава, а њен ниво издиже (слике 2.4 и 2.5). Издизање нивоа је према првобитном стању највеће код саме бране, а идући узводно све је мање, док у тачки A не нестане разлике између успореног и неуспореног нивоа воде. Због тога се тачка A зове граница успора. Линија успора – линија огледала воде између границе успора и бране – за мање успоре сматра се да је део параболе. Ако се вода код бране издиже на висину Z мању него што је првобитна дубина на том месту t_0 , онда се растојање L – даљина успора – добија повлачењем хоризонтале до првобитног нивоа, чиме се добија најпре растојање l_1 (слика 2.4), које се затим још једном преноси узводно. Вертикала из тачке A_1 сече огледало овде у тачки A – граници успора – што значи да је $L = 2 \cdot l_1$. Како је, са друге стране, нагиб огледала неуспорене воде $i = \frac{Z}{l_1}$, добијамо да је даљина успора:

$$L = 2 \cdot \frac{Z}{i} \quad 2.1$$

Ако је висина издизања нивоа Z већа од првобитне дубине t_0 (слика 2.5), онда се даљина успора добија повлачењем хоризонтале до пресека са дном корита, затим повлачењем вертикале до нивоа воде. Дужина L израчунава се сада другачије:

$$L = \frac{t_0 + Z}{i} \quad 2.2$$

Тачке A и B одређују границе „водног права“, тј. оног дела речног корита који се користи у посматраном хидропостројењу. Узводно и низводно од овог отсечка речног тока не смеју наступити никакве промене нивоа услед подизања хидропостројења. Положај тачака A и B у сваком конкретном случају прописује надлажна власт, водећи рачуна о другим постројењима или плодном земљишту узводно и низводно. О коришћењу водних токова постоје закони и муђународне конвенције. На основу тих закона одређују се и границе (тачке A и B) оног дела речног тока који ће хидропостројење користити.

2.2. Одређивање водног потенцијала водног тока

Износ енергије који се у једном хидропостројењу (малој хидроелектрани) може генерисати, зависи од локације њеног постављања на водном току. За несметан рад мале хидроелектране потребно је најпре обезбедити поуздан и довољан доток воде, тј. одговарајући проток воде. Сем тога, студија за потенцијалну изградњу мале хидроелектране на некој локацији мора да садржи и анализу топографских услова на локацији како би се обезбедио довољан пад за генерисање жељене количине енергије. Овај пад се формира изградњом брана или преусмеравањем воде из речног тока кроз вод (или комбинацијом оба поменута решења) тако да су губици напора (пада) услед трења мањи од губитака у природном водном току.

Планирање експлоатације воденог потенцијала на одређеној локацији је врло компликован задатак јер постоји практично неограничен број могућих решења за: избор локације мале хидроелектране, тип бране, систем преусмеравања воде, инсталисане капацитете и број турбина, локацију различитих делова постројења, итд. Оптимално решење зависи од искуства и талента пројектанта јер је математичка интерпретација проблема и оптимизација решења практично немогућа због великог броја могућих решења и посебних услова. [3]

2.2.1. Принцип одређивања водног потенцијала

Када се нека локација идентификује као топографски погодна за коришћење водне снаге (када локација поседује одговарајући пад), први задатак је испитати и проценити да ли постоји адекватна количина воде на датој локацији тока током времена.

Вода протичући од тачке A до тачке B губи потенцијалну енергију, одређену висинском разликом тачака A и B - (H_g на слици), без обзира на ток којим протиче (природни водоток или отворени канал, цевовод и турбина). При томе је снага коју вода „губи“:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_g \quad 2.3$$

где су:

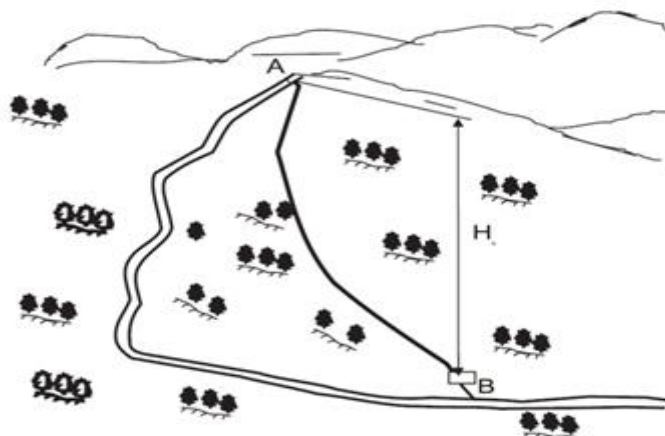
P_h [kW] – снага коју вода губи,

Q [m³/s] – проток воде,

H_g [m] – бруто напор,

ρ [kg/m³] – густина воде $\rho = 1\,000\text{ kg/m}^3$,

g [m/s²] – гравитационо убрзање $g = 9,81\text{ m/s}^2$.



Слика 2.6 Одређивање водног потенцијала [3]

Вода може да следи природни водоток при чему губи енергију услед трења, што изазива минимални пораст температуре воде. Или, она може да протиче од тачке A до B кроз изграђени цевни систем за транспорт воде са турбином на самом доњем крају. У овом случају снага коју поседује вода „троши се“ првенствено за покретање турбине, док се њен мањи део губи услед трења у цевоводу. Део енергије воде који се губи у турбини се претвара у механичку енергију, а касније се та механичка енергија у генератору претвара у електричну енергију.

Из овога се види да је циљ доброг идејног решења да се умање губици снаге који настају од тачке A до тачке B , како би што већа снага била на располагању за покретање турбине и обртање генератора.

Како би се проценио водни потенцијал неопходно је познавати промене у протоку током године и колики је доступни бруто напор. [3]

2.3. Подела хидроелектрана

Према резерви воде која је на располагању, хидроелектране се деле на проточне и акумулационе. Са обзиром на смештај постројења, разликују се хидроелектране са машинском зградом у речном и изван речног корита. У односу на расположиви пад, то су електране ниског притиска са падом до 15 метара, средњег притиска са падом од 15 до 50 метара и високог притиска са падом преко 50 метара.[4]

2.3.1. Подела према положају машинске зграде

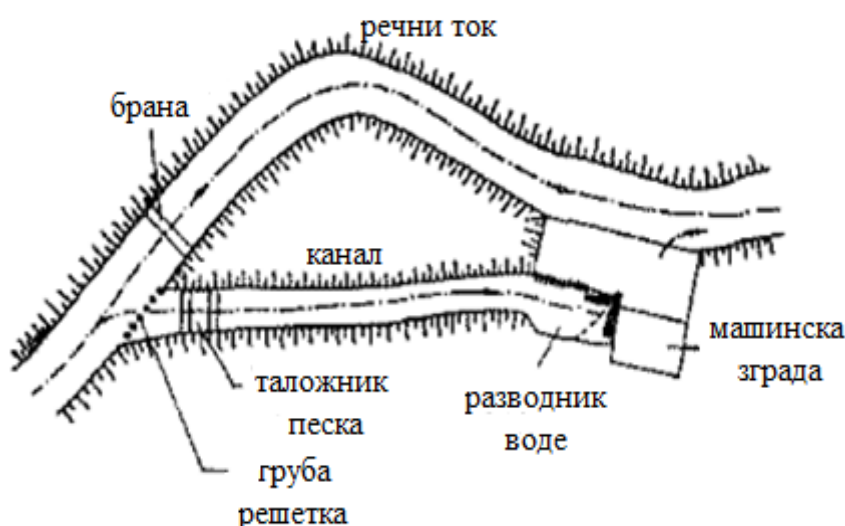
Као што је већ поменуто у претходном одељку, хидроелектране према положају машинске зграде могу бити проточне (машинска зграда у речном кориту) и деривацијске (машинска зграда изван речног корита). [4]

➤ Хидроелектране са машинском зградом у речном кориту (проточне)

Хидроелектране са зградом у речном кориту могу се поставити на довољно широким рекама са стрмим обалама. На реци која је преграђена браном, машинска зграда се налази у продужетку бране. Ако река није довољно широка, може се на једној обали изградити вештачки залив. Испред бране се ниво воде повећава, који са нивоом иза бране чини пад, који се искоришћава у турбинама непосредно, без доводних канала. Ако је река пловна, мора се предвидети пропуст за бродове и сплавове.

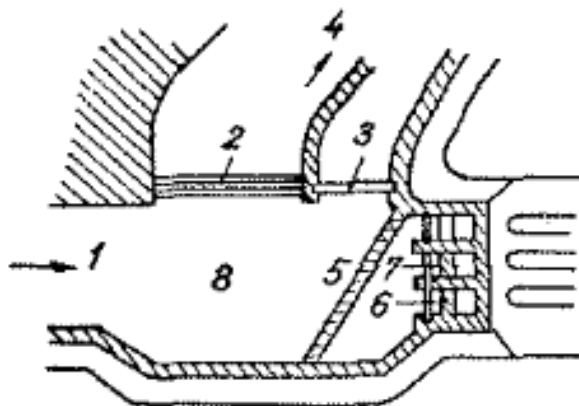
➤ Хидроелектране са машинском зградом изван речног корита (деривацијске)

На *слици 2.7* приказана је хидроелектрана са машинском зградом изван речног корита. На погодном месту подигнута је брана, а нешто узводно почиње доводни канал на чијем се крају налази машинска зграда. На улазу у канал поставља се груба решетка са размаком између шипки од 100 до 300 *mm*. Она задржава веће комаде материјала који плове по води. Иза грубе решетке је таложник за песак и муљ, који се састоји од удубљења над којим вода успори и прочисти се од песка и пуља.



Слика 2.7 Деривацијска хидроелектрана [4]

На крају канала, а испред турбине, поставља се разводник воде, који је приказан на слици 2.8.



Слика 2.8 Разводник воде [4]

1 – доводни канал, 2 – прелив вишка воде, 3 – устава празног хода,
4 – доњи канал, 5 – решетке, 6 – турбинске уставе, 7 – фина решетка, 8 - таложник

Доводни канал треба да има што мањи пад да би се у турбинама искористио што већи пад између нивоа горње и доње воде. Из разводника, вишак воде се прелива преко прелива 2. Испред турбине налази се турбинска устава 6 и фина решетка 7. Устава празног хода 3 пропушта сву воду у доњи канал када турбина не ради. Од разводника воде до уласка у корито реке води доњи или одводни канал.

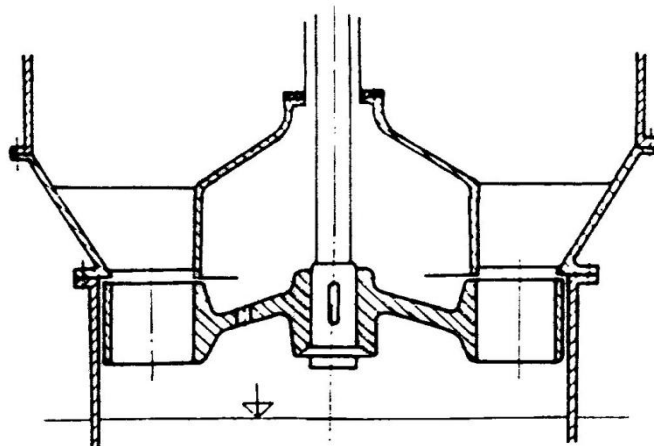
3. Водне турбине

У хидрауличној турбини, вода је основни извор енергије. Она се у хидрауличној турбини претвара из кинетичке и потенцијалне енергије у механичку. Основне врсте турбина према врсти струјне енергије су акцијска и реакцијска хидраулична турбина. Доминантна врста импулсне турбине је Пелтонова, која је погодна за распон падова од 150 – 2 000 метара. Реакцијске турбине које се данас чешће користе су подељене на Францисову, која се одликује радијалним кретањем воде и Капланову која је спада у аксијалне турбине. [5]

3.1. Историјски развој турбина

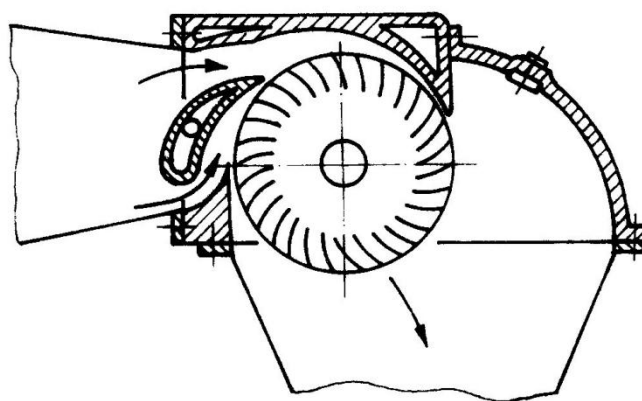
Огроман удео у делу разраде теорије радних процеса водних мотора учинили су Д. Бернули (1700 - 1783) и Л. Ојлер (1707 - 1783). Бернули је открио фундаментални закон хидродинамике, који даје везу између брзине струјања и притиска у нестишљивој течности, што је публикувао у свом раду 1738. године. Овај рад Бернулија иако је објављен пре скоро три века и данас се користи у Механици флуида и теорији турбомашина. Ојлер је у периоду од 1751 – 1754 године разрадио теорију водних турбина, дао основну једначину и описао процес коришћења струјне енергије у водним турбинама. У његове идеје, спада и увођење спроводног апарата у комбинацији са радним колом код водних мотора. 1817. године Фојнерјон је конструисао прву реакцијску водну турбину која се у то време доста користила. Прва Фојнерјонова водна турбина имала је снагу $P = 40 \text{ kW}$. У годинама од 1896. до 1899. изграђена је на Нијагариним водопадима (САД) прва велика хидроелектрана.

Водна турбина је јако слична водном колу као обртној машини, која енергију воде трансформише у механичку енергију. У водној турбини, користи се притисна и кинетичка енергија воде. Увођење водних турбина, различитих конструкција у односу на прву Фојнерјонову, било је врло успешно. Појавиле су се турбине које носе називе по њиховим конструкторима, као што је нпр. турбина Жонавалова и Жирардова. Решење Жонавалове водне турбине (1841) је уско повезано са Ојлеровим истраживањима. Жонавалова турбина (слика 3.1) је реакцијска осна водна турбина са спроводним апаратом. Радно коло је изведено са једним или два венца између којих су постављене лопатице. Ова турбина се користила за јединичне радове $Y = 60 - 400 \text{ J/kg}$ и за протоке до $22 \text{ m}^3/\text{s}$. Турбине у оваквом извођењу градиле су се за снаге до 1100 kW . После 1905. године престало је коришћење Жонавалове турбине и њу је са успехом заменила Францисова водна турбина која се и данас користи скоро без премца у својој области примене. [6]



Слика 3.1 Жонавалова турбина [6]

Турбина Банки носи име по свом конструктору Банкију. Шематски попречни пресек приказан је на слици 3.2 одакле се види да је то двострујна турбина јер вода кроз радно коло два пута пролази, па се због тога за овакве турбине често користи и назив двојна турбина. Вода до радног кола доводи се посредством јединствене млазнице са правоугаоним попречним пресеком. Регулисање кроз млазницу изводи се помоћу закретања језика клапне. Турбина Банки користи се за јединичне радове $Y = 20 - 600 \text{ J/kg}$ и протоке $Q = 0,03 - 2 \text{ m}^3/\text{s}$. И поред високог степена корисности не гради се за велике снаге због незграпне конструкције (велики габарити и велики губици струјне енергије), јер се део јединичног рада од радног кола до доње воде не користи што је у енергетском погледу чист губитак.



Слика 3.2 Попречни пресек Банкијеве турбине[6]

Највећу примену као модерна реакцијска турбина нашла је Францисова водна турбина. Практично решење патентирао је Ј.Б. Францис (1849), а конструкција је касније побољшана увођењем Финковог регулатора за регулисање протока (1868) покретањем лопатица спроводног апарата.

Као акцијска водна турбина данас је највећу примену нашла Пелтонова водна турбина која је конструисана од Л.А. Пелтона (1880). Основна особина ове савремене турбине је увођење, уместо спроводног апарата, модификоване млазнице са

регулационом иглом која се у њој креће. Овакав спроводни апарат је и раније коришћен, али простије конструкције и код Жирандове турбине.

У току 1913. године Каплан је предложио за изградњу и примену нову осну реакцијску водну турбину, која има покретне лопатице радног кола. Овим покретањем лопатица радног кола омогућава се да степен корисности задржи високу вредност у ширем подручју рада. Капланова турбина представљала је у своје време квалитативно побољшање у коришћењу расположиве водне енергије. На основу изведене Капланове вертикалне осне турбине са осним вратилом, настала је њена модификација и конструктивно решење познато у свету као Дериазова водна турбина (1950).

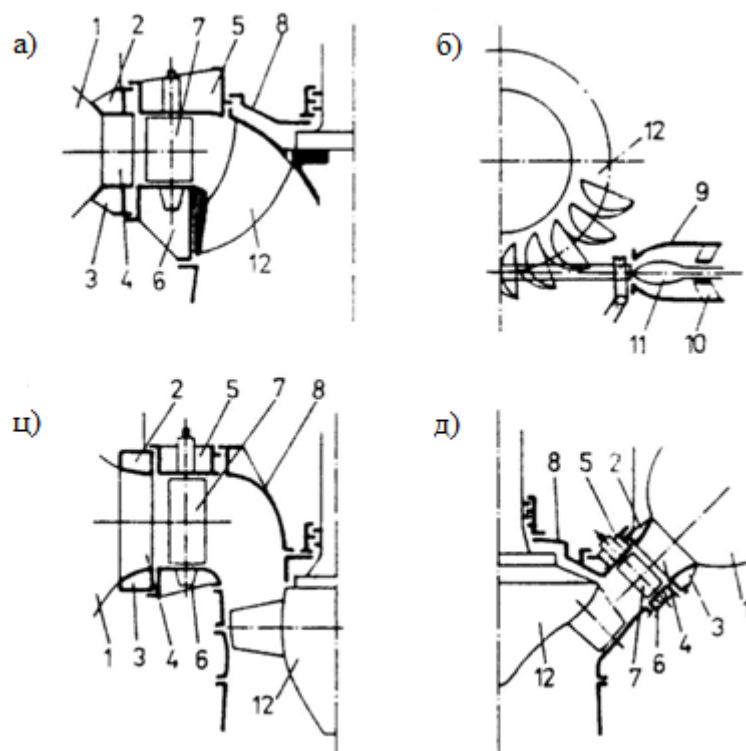
Даљи развојни пут водних турбина усмерен је како у конструктивном погледу, тако и у избору квалитетних материјала (легирани челици) и одговарајуће технологије израде појединих делова турбина. [6]

3.2. Проточни елементи водних турбина

Специфичност изградње једне хидроелектране и хидроенергетског система огледа се у томе да се могу користити турбине различитих типова, величине и конструктивних решења. Свака хидроелектрана је уникат, не постоје у свету две потпуно исте хидроелектране. Изградња сваке хидроелектране зависи у првом реду од хидроенергетског потенцијала и морфолошких услова на месту изградње. Због ове специфичности како у пројектантском тако и конструктивном делу, потребно је у даљем разматрању увести заједничку терминологију за елементе од којих се једна турбина гради.

Водна турбина има свој облик проточног простора, која је у хидрауличном погледу најквалитетнији и најважнији део машине односно турбине. Турбина се дефинише са три основна елемента проточног дела: елементи за довод воде до радног кола (спирала и спроводни апарат), радног кола и елемента за одвод воде из радног кола – сифон или дифузор. На слици 3.3 а, б, ц, д представљени су заједничким ознакама проточни делови водних турбина, којом се вода доводи до радног кола, а затим из њега одводи у канал доње воде. На доводни цевовод или канал, којим се вода са акумулације или водозавода доводи, испред турбине је уграђен предтурбински затварач, а одмах иза њега је спирала (1) са пратећим елементима као што су поклопци (2, 3) са потпорним лопатицама (4). У спиралу је уграђен иза потпорних лопатица, спроводни апарат са покретним лопатицама око своје осе које имају турбинску улогу: доводе воду под најповољнијим струјним условима за дати режим рада, регулишу проток и у случају хаварије или испадања из рада преузимају улогу затварача док предтурбински затварач не ступи у дејство. Лопатице су смештене између поклопаца (5) и (6). На спроводни апарат надовезује се поклопац турбине (8). Код Пелтонових турбина (слика 3.3 б) довод воде из доводног цевовода до радног кола врши се помоћу млазнице са покретном регулационом иглом (11) и то је уствари спроводни апарат код акцијских водних турбина јер има исти задатак и улогу. Регулациона игра (11) креће се по вођици (10). Поред регулисања протока, иглом се врши затварање и отварање млазнице и на тај начин се регулише довод односно престанак дотока воде на радно коло. У уређајима за довод воде радном колу, често долази до трансформације притисне енергије у кинетичку енергију. Ову ологу имају потпорне лопатице, које заједно са спроводним апаратом доводе воду по читавом обиму радног кола, и ток воде усмеравају под одређеним углом, на лопатице радног кола. Код Пелтонових турбина

вода се не доводи по читавом обиму радног кола, већ тангенцијално само на једну лопатицу, па није реткост да се за Пелтонове турбине употребљавају и називи парцијална и тангенцијална турбина.



Слика 3.3 Проточни делови водних турбина [6]

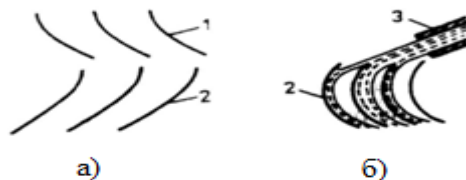
Радно коло (12) на слици 3.3 је основни елемент сваке турбине односно хидрауличне машине. Радно коло је уствари обртна кружна решетка којом се врши трансформација струјне енергије у механички рад.

Елементи за одвод воде, иза радног кола турбине са тоталним пуњењем (реакцијске водне турбине) (слика 3.3 а, в, г) служе за одвод воде у канал доње воде и то су дифузори или сифони у којима се брзина струјања воде постепено смањује. Због овога долази до знатног смањења притиска иза радног кола, што доводи до знатног повећања ефикасности турбине. Код Пелтонових парцијалних турбина, уређај за одвод воде је решен тако да вода, по напуштању лопатица радног кола слободно одлази у одводни канал доње воде. Пелтонове турбине у односу на реакцијске водне турбине раде у потпуно другим условима рада. Код Пелтонових турбина радно коло се обрће у ваздуху, а код других врста турбина у води. Пошто се радно коло обрће у ваздуху, то притисак околног ваздуха треба да буде атмосферски.

Код Францисове, Капланове и Дериазове водне турбине непосредно испред радног кола је притисак воде значајан, као и укупна јединична енергија, те се због тога ове турбине називају реакцијским. При струјању воде кроз радно коло притисак воде се смањује као и брзина струјања и сва та јединична енергија се збирно трансформише у механички рад док код акцијских само кинетичка енергија. [6]

3.3. Подела турбина према врсти струјне енергије

Према начину довођења воде до радног кола турбине могу бити реакцијске и акцијске (слика 3.4).



Слика 3.4 Пример реакцијске и акцијске турбине[6]

Код реакцијских водних турбина у проточним елементима испред радног кола, притисак се трансформише у кинетичку енергију, а други део притисне енергије се при проласку трансформише из притисне у кинетичку енергију у самом радном колу. При пролазу кроз радно коло релативна струја течности се убрзава па је зато и обртна решетка радног кола убрзана решетка. На слици 3.4 а приказана је решетка реакцијске турбине где је са (1) означена решетка спроводног апарата, са (2) решетка радног кола. Решетка (1) је непокретна док се решетка (2) обрће око своје осе.

Ако се укупни део притисне енергије испред радног кола трансформише у кинетичку и само на радно коло доводи кинетичка енергија, онда је реч о акцијској турбини (слика 3.4 б). Притисна енергија се трансформише у кинетичку енергију у млазници па је ова турбина акцијска.

3.3.1. Акцијске хидрауличне турбине

Размена енергије између радне течности и радног кола у акцијској хидрауличној турбини остварује се на рачун кинетичке енергије млаза који истиче из једног или више млазника и напада лопатице радног кола које су равномерно распоређене по његовом обиму. У току интеракције млаза и лопатица, млаз скреће и врши промену количине кретања, што се манифестује појавом обимске силе на радном колу и његовим обртањем око осе симетрије. Посебно је карактеристично да се интензитет брзине флуидних делића млаза у току интеракције са лопатица занемарљиво мења и да је притисак у млазу приближно константан.

Детаљније о овом типу турбина приказано је у поглављима 5 и 6.

3.3.2. Реакцијске хидрауличне турбине

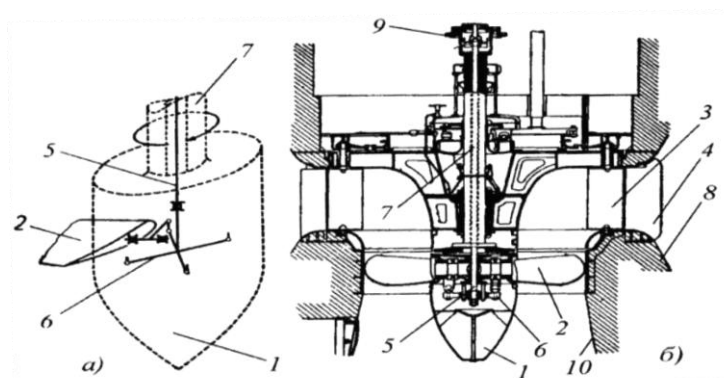
Реакцијским хидрауличним турбинама називају се оне турбине у којима се размена енергије између воде и радног кола турбине остварује на рачун промене притиска у струји воде која протиче кроз радно коло. Притом је притисак у води на излазу из радног кола мањи него притисак на улазу у радно коло, што говори да се водена маса која протиче кроз радно коло ових турбина успорава и да је процес претварања струјног рада у механички рад праћен појавом инерцијских сила.

У међулопатичним каналима радног кола реакцијске турбине вода мења брзину како по интензитету тако и по правцу, што узрокује промену момента количине кретања водене масе која протиче кроз радно коло, а што се манифестује обртањем радног кола.

Уобичајено је да се квалификација реакцијских хидрауличних турбина врши према правцу струјања воде у радном колу, пројектованом на меридијанску раван турбине. Сагласно том критеријуму, њихова класификација је следећа: аксијалне турбине, полуаксијалне турбине, радијалне турбине. [7]

3.3.2.1. Аксијалне хидрауличне турбине

Аксијалне турбине намењене су енергијској експлоатацији водотокова које одликују релативно мали падови и велики протоци. Ову врсту турбина карактерише чињеница да се кроз њихова радна кола водени делићи крећу по струјницама за које се може рећи да чине струјне површи приближно цилиндричног облика и чије се осе поклапају са осама њихових радних кола. Пресек ових струјних површи са меридијанском равни турбине даје меридијанске струјнице чији је општи положај у односу на осу радног кола аксијалан.



Слика 3.5 Капланова турбина [7]

а – шема уређаја за заокретање лопатица радног кола

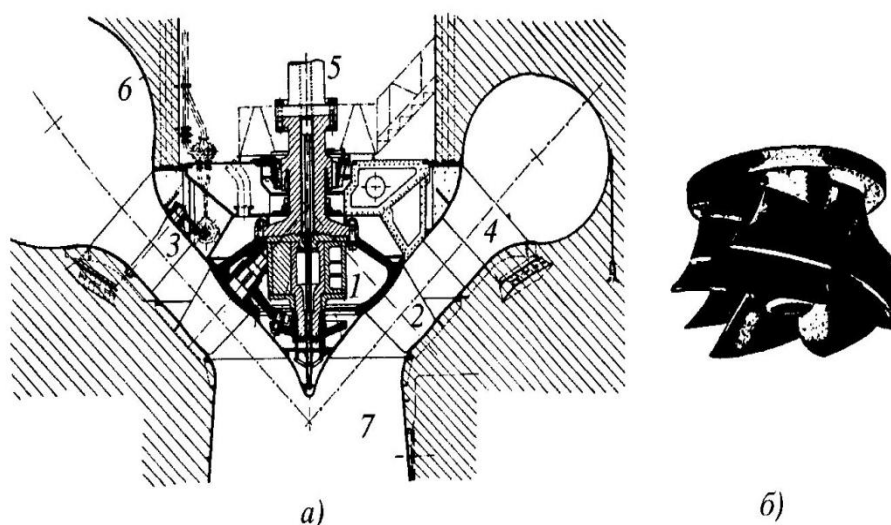
б – меридијански пресек Капланове турбине

1 – главчина радног кола, 2 – лопатица радног кола, 3 – лопатице преткола,
4 – потпорне лопатице, 5 – регулациона полука, 6 – крстасти механизам, 7 – вратило
турбине, 8 – спирално кућиште, 9 – спојница, 10 – сифон

Међу аксијалним хидрауличним турбинама посебан значај има Капланова турбина (слика 3.5). Ову класу аксијалних турбина одликује такво конструкционо решење које јој омогућава да регулацију хидрауличке снаге остварује не само уз помоћ лопатичног преткола, него и синхроним закретањем лопатица радног кола око сопствених оса и то све у току рада турбине. На тај начин се постиже виши степен корисности турбине у ширем дијапазону могућих радних режима.

3.3.2.2. Полуаксијалне хидрауличне турбине

Полуаксијалне турбине намењене су енергијској експлоатацији водотокова које одликују средњи падови и средњи протоци. Ову врсту турбина карактерише чињеница да се кроз њихова радна кола водени делићи крећу по струјницама за које се може рећи да чине струјне површи које немају цилиндричан облик, али чије се осе поклапају са осама њихових радних кола. Пресек ових струјних површи са меридијанском равни турбине даје меридијанске струјнице чији је општи положај у односу на осу радног кола полуаксијалан. Међу полуаксијалним хидрауличним турбинама, посебан значај има Дериазова турбина (слика 3.6).



Слика 3.6 Дериазова турбина [7]

а – меридијански пресек турбине

б – конструкцијско извођење радног кола

1 – главчина радног кола, 2 – лопатица радног кола, 3 – лопатица преткола,
4 – потпорна лопатице, 5 – вратило турбине, 6 – спирално кућиште, 7 – дифузор турбине

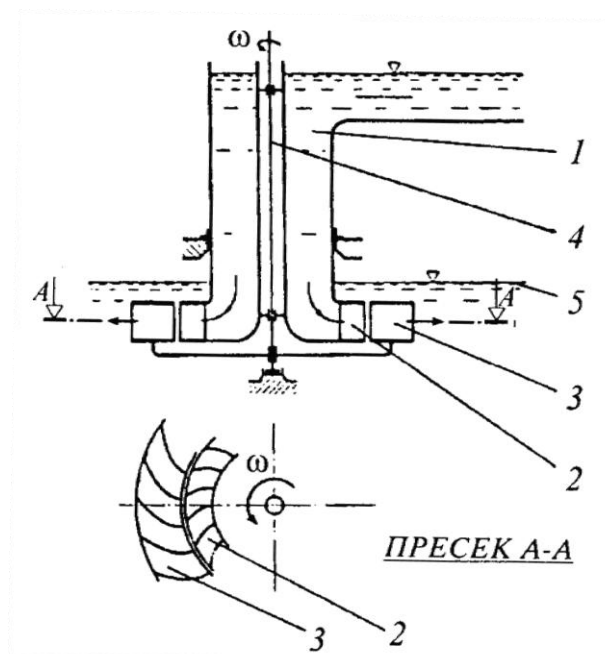
3.3.2.3. Радијалне хидрауличне турбине

Радијалне хидрауличне турбине намењене су енергијској експлоатацији водотокова које одликују нешто већи падови и мањи протоци него што је то случај са полуаксијалним турбинама.

Ову врсту турбина карактерише чињеница да се кроз њихова радна кола водени делићи крећу по струјницама за које се може рећи да чине струјне површи приближно раванског карактера, а које су нормално позициониране у односу на осе радних кола. Пресек ових струјних површи са меридијанском равни турбине даје меридијанске струјнице чији је општи положај у односу на осу радног кола скоро радијалан.

Принципска конструкција радијалних хидрауличних турбина веома је слична конструкцији полуаксијалних турбина, а функционише на идентичан начин као и полуаксијалне турбине.

Посебну класу радијалних турбина чине Фурниеронове турбине чији је изглед приказан на слици 3.7.



Слика 3.7 Фурниеронова турбина [7]

1 – сабирни резервоар, 2 – лопатично претколо,
3 – радно коло, 4 – вратило турбине, 5 – доња вода

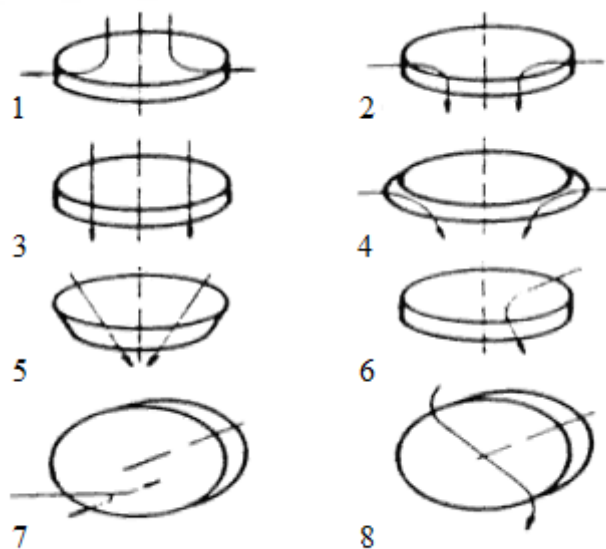
3.4. Класификација турбина према начину довођења воде радном колу

На основу пројектног и конструктивног решења према положају вратила разликују се хоризонталне и вертикалне водне турбине. Облик спирале од челика и сивог лива је најчешће кружног пресека док спирале изведене у бетону могу бити у окну и оно може бити трапезног или правоугаоног пресека. За одвод воде од радног кола користи се дифузор – сифон, који може бити вертикалан или повијен у облику колена па се због тога назива и коленасти. Код цевних турбина, дифузор се често изводи у овлику слова S, па отуда и назив цевне турбине у S изведби.

Класификација водних турбина према начину довођења воде на радно коло гледајући у односу на осу обртања радног кола може бити следећа (слика 3.8) [1] :

1. Центрифугална турбина са унутрашњим дотоком воде; вода одлази из радног кола смером од вратила (турбина Фојнерјона);
2. Центрифугална турбина – са спољним дотоком воде при чему вода струји кроз радно коло у смеру вратила. Вода улази радијално у радно коло, а излази осно. То је права Францисова турбина;
3. Осна реакцијска турбина, вода улази и излази на истом пречнику радног кола и кроз њега струји осно на истој раздањини од осе радног кола. Типични примери овакве конструкције су Жонавалова и Капланова осна турбина;

4. Радијално – аксијална водна турбина. Вода улази у радно коло радијално, а отиче из радног кола приближно у осном смеру. То је савремена Францисова водна турбина;
5. Дијагонална турбина – вода дотиче под углом у односу на осу обртања радног кола – косо, на пример Дериазова турбина;
6. Турбина са косим дотоком воде. Вода долази на лопатице радног кола – а излази у осном смеру, пример је турбина Турго;
7. Тангенцијална турбина – вода дотиче на лопатице радног кола у тангенцијалном смеру, пример је Пелтонова турбина;
8. Турбина са двоструким протоком, вода улази у радно коло центрипетално, а при другом пролазу кроз радно коло излази центрифугално. Типичан пример је акцијска водна турбина типа Банки.



Слика 3.8 Класификација водних турбина према начину довођења воде радном колу [6]

3.5. Основи теорије водних турбина

3.5.1. Јединична енергија или јединични рад

Јединична енергија садржана у јединици масе течности дата је изразом:

$$Y = \frac{A}{m} \quad [J/kg] \quad 3.1$$

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 :

$$Y = Y_z + Y_p + Y_v \quad 3.2$$

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

$$Y_z = g \cdot z \quad [J/kg] \quad 3.3$$

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

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

$$Y_p = \frac{p}{\rho} \quad [J/kg] \quad 3.4$$

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

$$Y_v = \frac{c^2}{2} \quad [J/kg] \quad 3.5$$

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

$$Y = g \cdot z + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \quad 3.6$$

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 3.8). 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: [6]

$$Y_g = kQ^2 \quad [J/kg] \quad 3.7$$

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

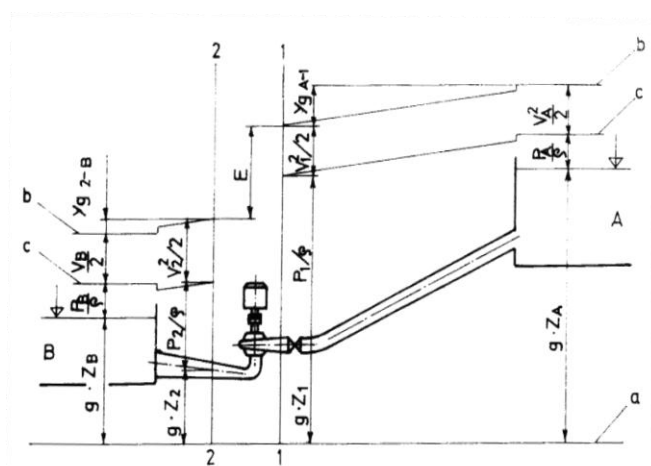
3.5.2. Јединични рад код турбина

На свом путу од водозавхата у акумулацији па до турбине у хидроелектрани вода мења свој енергетски опсег, квалитативно и квантитативно. Посматрајући шематски приказ јединичне енергије, како је приказан на *слици 3.9*, може се рећи да јединичне енергије МХЕ долазе у обзир код водне турбине. Свака приказана јединична енергија, почев од горњег нивоа (*A*) до доњег нивоа воде (*B*) 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. Располагаива јединична енергија у акумулацији (ГНВ) једнака је:

$$Y = g \cdot z_A + \frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} \quad 3.8$$

а у излазном каналу:

$$Y = g \cdot z_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{c_B^2}{2} \quad 3.9$$



Слика 3.9 Турбинско постројење [6]

Разлика расположивих јединичних енергија у пресецима *A* и *B* дефинише јединични рад воденог тока који се може искористити у турбини:

$$Y = Y_A - Y_B = g \cdot (z_A - z_B) + \frac{p_A - p_B}{\rho} + \frac{c_A^2 - c_B^2}{2} \quad 3.10$$

Пошто је притисак у пресецима *A* и *B* 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 уведена претпоставку, коначно једнака:

$$Y = Y_A - Y_B = g \cdot (z_A - z_B) \quad 3.11$$

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 слици 3.9 једнака је:

$$Y = g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \quad 3.12$$

а у излазном пресеку 2-2 је:

$$Y = g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \quad 3.13$$

На основу израза 3.12 и 3.13 произилази да је:

$$Y_1 = Y_A - Y_{gA-1} \quad 3.14$$

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

Сходно горњим изразима може се написати и за излазни пресек:

$$Y_2 = Y_B - Y_{g2-B} \quad 3.15$$

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

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

$$Y = Y_1 - Y_2 \quad 3.16$$

или

$$Y = g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - \sum Y_g \quad 3.17$$

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

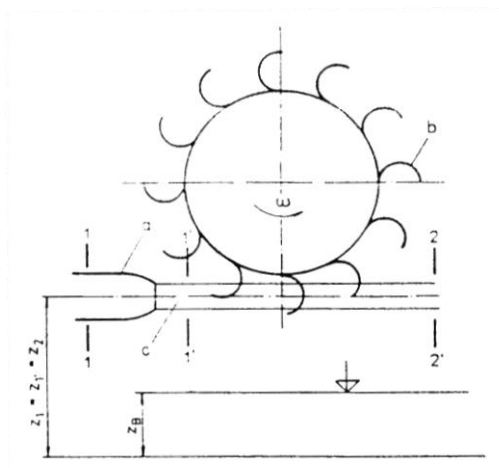
$$\sum Y_g = Y_{gA-1} + Y_{g2-B} \quad 3.18$$

Са уведеним претпоставкама за оптимизацију хидрауличног решења воденог тока неопходно је са 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.

3.5.3. 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 (слика 3.10). 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 3.10 Шематски приказ Пелтонове турбине[6]

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

$$Y_1 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gZ_1 \quad 3.19$$

$$Y_1' = \frac{p_1'}{\rho} + \frac{c_1'^2}{2} + gZ_1' \quad 3.20$$

$$Y_2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gZ_2 \quad 3.21$$

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: [6]

$$Y_1 = Y_1' + Y_{g1-1'} = Y_2 + Y_{g1-2} \quad 3.22$$

Ако се притисци у посматраним пресецима изразе помоћу атмосферског притиска:

$$p_1 = p_1'' + p_b \quad [Pa] \quad 3.23$$

где је p_1'' натпритисак у млазници, и:

$$p_1' = p_2 = p_b \quad [Pa] \quad 3.24$$

и уведу у једначину 3.22 биће:

$$\frac{p_1''}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1'^2}{2} + Y_{g1-1} = \frac{c_2^2}{2} + Y_{g1-2} \quad 3.25$$

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:

$$Y = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_1''}{\rho} \quad 3.26$$

Незнатним трансформацијама може се написати и у облику:

$$Y = \frac{c_1'^2}{2} + \sum Y_{gM} \quad 3.27$$

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.

3.5.4. 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

изолована од околног ваздуха. По овом решењу вода долази до радног кола посредством спроводног апарата у коме се јединична притисна енергија трансформише у кинетичку енергију. Ако се за разматрање прихвати шема на *слици 3.10* као типично решење за реакцијске водне турбине и уважавајући потенцијалну јединичну енергију воде онда се могу написати следећи изрази:

$$Y_1 = g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \quad 3.28$$

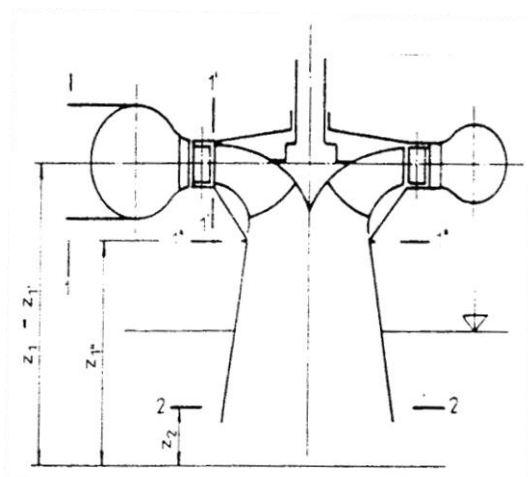
$$Y_{1'} = g \cdot z_{1'} + \frac{p_{1'}}{\rho} + \frac{c_{1'}^2}{2} \quad 3.29$$

$$Y_{1''} = g \cdot z_{1''} + \frac{p_{1''}}{\rho} + \frac{c_{1''}^2}{2} \quad 3.30$$

$$Y_2 = g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \quad 3.31$$

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

$$Y_1 = Y_{1'} - Y_{g1-1'} \quad 3.32$$



Слика 3.11 Осни пресек турбине [6]

У горњим изразима и на *слици 3.11* 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:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_{1'}}{\rho} + \frac{c_{1'}^2}{2} + Y_{g1-1'} \quad 3.33$$

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:

$$Y_{1'} = Y_{1''} - Y_{g1'-1''} \quad 3.34$$

или

$$g \cdot z_1 + \frac{p_{1'}}{\rho} + \frac{c_{1'}^2}{2} = g \cdot z_{1''} + \frac{p_{1''}}{\rho} + \frac{c_{1''}^2}{2} + Y_{g1'-1''} \quad 3.35$$

при чему је $p_{1'} > p_{1''}$.

Из једначина 3.34 и 3.35 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 овоме врши одговарајуће разређење у проточном делу турбине у односу на околни притисак.

3.5.5. 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:

$$P = \rho \cdot Q \cdot Y \quad [W] \quad 3.36$$

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:

$$P = \rho \cdot Q \cdot (Y - Y_g) \quad 3.37$$

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

$$\eta_h = \frac{P}{P_h} = \frac{Y - Y_g}{Y} \quad 3.38$$

или

$$\eta_h = 1 - \frac{Y_g}{Y} \quad 3.39$$

Хидраулични степен корисности узима у обзир изгубљени јединични рад према укупном раду. То је критеријум за процену успешности хидрауличног решења компоненти проточног дела турбине. [6]

3.6. Радни параметри водне турбине

Радни процес водне турбине карактерише се комплексом хидрауличних величина у проточном тракту турбине где долази до промене хидрауличне енергије у механичку енергију. При промени режима рада (протока, јединичног рада или брзине обртања), карактер процеса се са квалитативне стране битно мења. Сваки облик радног процеса турбине назива се радним режимом и карактерише се одговарајућим радним параметрима турбине. При њиховим константним вредностима, може се комплекс хидродинамичких појава у датом мерном месту, са квалитативног и квантитативног гледишта узети као квазистационаран.

3.6.1. Проток

Проток је количина воде која прође кроз турбину у јединици времена. Сав овај проток који прође кроз турину, не учествује у производњи снаге, већ један део се губи кроз процепе, заптиваче и обилазне водове. У хидрауличним машинама, како код водних турбинама тако и пумпа увек се рачуна са запреминским протоком, тј. колико воде прође у m^3 у једној секунду (m^3/s). Проток Q назива се номиналним протоком и то је проток који одговара оптималној брзини обртања и јединичном раду, са којим турбина ради. Ако турбина ради при разним јединичним радовима, онда за сваки такав јединични рад треба одредити и проток Q .

Поред овако дефинисаних протока, треба дефинисати и проток када турбина ради без оптерећења или како се то каже „на празно“, затим треба дефинисати максимални и минимални проток, са којим турбина може да ради.

3.6.2. Јединични рад

За водну турбину је битан тзв. пројектовани јединични рад Y_p . То је јединични рад са којим се турбина пројектује.

Вредност јединичног рада садржи у себи потенцијалну, притисну, кинетичку и дисиповану енергију. Положајни јединични рад се дефинише као геодетски рад, јер је изражен разликом нивоа воде, у водозахвату (ГНВ) и одводном каналу (ДНВ), при нултом протоку. Јединични рад се у старијој литератури, а која се нажалост и данас среће дефинише као „брuto турбински пад“. Ако се овај брuto турбински пад помножи убрзањем Земљине теже g добија се брuto јединични рад турбине $Y_{br} = g \cdot H_{br}$. [6]

3.6.3. Угаона брзина

Угаона брзина водне турбине утиче значајно на хидраулично конструктивно решење машине, затим на избор генератора електричне струје, и карактер спајања турбине и генератора. Избор преноса, између турбине и генератора, зависи од угаоне брзине турбине. Брзина турбине зависи у првом дели од њеног хидрауличног и конструктивног решења, а ово извођење је директно везано са задатим пројектним параметрима тј. јединичног рада Y , протока Q и захтеване угаоне брзине турбине n . Оптимална угаона брзина турбине зависи од јединичног рада. За сваки конкретни тип турбине, угаона брзина турбине одређује се по изразу:

$$n = k(Y \cdot \eta)^{1/2} \quad 3.40$$

при чему је вредност консанте k , за дат пројектовани проток константна. Начин спајања турбине и генератора са обзиром на брзину обртања турбине зависи од типа изабраног генератора који има стандардне брзине обртања. При фреквенцији која је за Европу $f = 50\text{Hz}$, треба изабрати синхрону брзину обртања генератора према изразу $n = f/p$, где је p број пари полова генератора.

Изабрана угаона брзина водне турбине зависи директно од брзине обртања радног кола јер је радно коло насађено на вратилу турбине.

При датом јединичном раду и протоку израчунава се снага турбине, а затим се према специфичној учесталости обртања бира и врста турбине, а њене карактеристике се одређују према оптималном степену корисности, који зависи од јединичног рада, протока и брзине обртања, Q_I , n_I .

Угаона брзина турбине, бира се на основу несинхроне угаоне брзине, која се одређује по изразу:

$$n = Y^{5/4} \left(\frac{\rho \cdot \eta}{P} \right)^{1/2} \cdot n_I' \cdot Q_I'^{1/2} \quad 3.41$$

а одговарајући пречник радног кола (улазни или код оклопа) израчунава се по изразу:

$$D = \frac{n'_I \cdot Y^{1/2}}{n} \quad 3.42$$

или

$$D = \sqrt{\frac{P}{0,32Q'_I \cdot \eta \cdot Y_P \sqrt{Y_P}}} \quad 3.43$$

где је:

P – снага у W ,

Y_P – пројектовани јединични рад у J/kg ,

Q'_I – јединични проток у m^3/s ,

n'_I – јединична брзина обртања s^{-1} .

Добијени улазни пречник радног кола треба прилагодити фабричким стандардима произвођача турбине и синхроној брзини обртања радног кола и на тај начин, ако услови и пројектовани параметри дозвољавају, омогућити директну везу преко спојнице са генератором.

3.6.4. Степен корисности

Степен корисности турбине, као и код свих енергетских машина је однос добијене механичке снаге на крају вратила турбине и уложене хидроенергетске снаге, колико је вода унела у турбину:

$$\eta = \frac{P}{P_h} \quad 3.44$$

Хидраулични губици јављају се због сила трења вискозне течности о чврсте површине проточног дела турбине и они дефинишу хидраулични степен корисности η_h .

Запремински губици протока ΔQ , настају због истицања воде кроз процепе између радног кола и оклопа турбине, кроз заптиваче и друге секундарне губитке. Запремински степен корисности дефинише се изразом:

$$\eta_Q = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} \quad 3.45$$

Механички губици односе се на губитак снаге у заптивачима, аксијалним и радијалним лежајевима вратила, на трење венаца радног кола о околну течност између оклопа и радног кола. Сви побројани механички губици дефинишу механички степен корисности изразом:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_g}{P} \quad 3.46$$

где је P_g дисипована снага, P снага турбине.

Општи степен корисности или укупан степен корисности турбине је због тога једнак производу сва три побројана степена корисности – хидрауличног, запреминског и механичког:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_Q \cdot \eta_m \quad 3.47$$

У раду турбине долази до промене радних параметара (проток, јединични рад), па због тога долази и до промене хидрауличног степена корисности η_h , а са њим долази и до промене укупног степена корисности. Зависност $\eta = f(Q)$ при константном јединичном раду за конкретну турбину при чему се рад одвија у подручју протока $Q = (0,7 - 0,9)Q_{opt}$. [6]

Вредност укупног степена корисности као и хидрауличног степена корисности зависи конкретно од врсте турбине (Францис, Каплан, Дериаз, цевна или Пелтон), квалитета израде елемената турбине, поготово проточног дела, величине турбине (геометријских параметара), односно снаге и величине јединичног рада.

Са смањењем величине турбине, смањује се и површина трења, али и квалитет израде профила лопатице радног кола, ако су лопатице радног кола профилисане.

Укупни степен корисности изведених хидрауличних турбина креће се у границама између 0,80 и 0,95. [7]

3.6.5. Снага

Механичка снага турбине дефинисана је вредношћу механичке енергије која се предаје вратилу турбине у јединици времена. Овако примљена снага са вратила турбине предаје се генератору и као крајњи продукт мери се на стезаљкама генератора електричним величинама. Ова снага [W] на стезаљкама генератора је мања од снаге турбине због губитака у лежиштима генератора, у самом генератору и електричним проводницима.

Снага турбине одређује се:

$$P = \rho \cdot Q \cdot Y \cdot \eta \quad 3.48$$

Хидраулична снага турбине P_h је теоријска снага која одговара датом протоку, која се мери у улазном пресеку турбине и која се израчуна по изразу:

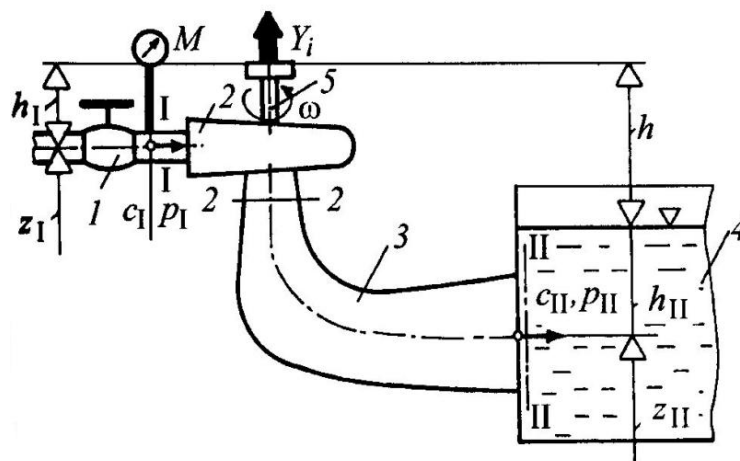
$$P_h = \rho \cdot Q \cdot Y \quad 3.49$$

Као номинална снага турбине означава се механичка снага турбине при нормално јединичном раду и номиналној брзини обртања радног кола.

Инсталисана снага је максимална снага турбине која се може остварити при највећим радним параметрима турбине у погону за време рада.

3.7. Одређивање напора турбине

Улазом у хидрауличну турбину сматра се пресек непосредно иза претурбинског затварача (пресек I – I), а излазом из турбине пресек II – II у коме радни флуид напушта турбину. Када турбина није опремљена сифоном онда се излазни пресек II – II поклапа са пресеком 2 – 2 (слика 3.12).



Слика 3.12 Скица хидрауличне турбине са делом доводног цевовода и сифоном [7]

M – манометар, 1 – предтурбински затварач, 2 – турбина,
3 – сифон, 4 – доња вода, 5 – вратило турбине са спојницом

У улазном пресеку I – I увек влада неки натпритисак p_m , а у излазном пресеку турбине II – II неки притисак p_{II} чија се вредност може мерити, али се то због непрактичности веома ретко чини.

Апсолутни притисак у пресеку I – I може се одредити на основу показивања манометра M (слика 3.12) помоћу израза:

$$p_I = p_0 + p_m + \rho \cdot g \cdot h_I \quad 3.50$$

а у пресеку II – II, приближно, као хидростатички притисак воденог стуба доње воде који влада у средишту излазног пресека сифона:

$$p_{II} = p_0 + \rho \cdot g \cdot h_{II} \quad 3.51$$

Имајући у виду геометријску везу (слика 3.12):

$$h = (z_I + h_I) - (z_{II} + h_{II}) \quad 3.52$$

и релације 3.51 и 3.52, као и релацију:

$$Y = \frac{p_{II} - p_I}{\rho} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2} + g \cdot (z_{II} - z_I) \quad 3.53$$

коначно се може добити следећи израз:

$$Y = \frac{p_m}{\rho} + \frac{c_I^2 - c_{II}^2}{2} + g \cdot h \quad 3.54$$

који показује које величине треба мерити да би се експериментално одредио напор турбине и на основу кога се измерени подаци могу нумерички обрађивати.

Заменом брзина преко протока кроз турбину и одговарајућих проточних површина, израз (3.54) може се свести на облик:

$$Y = \frac{p_m}{\rho} + g \cdot h + \left(\frac{1}{A_I^2} - \frac{1}{A_{II}^2} \right) \cdot Q^2 \quad 3.55$$

где је:

$Y [J/kg]$ – напор хидрауличне машине,

$p_m [Pa]$ – показивање манометра прикљученог на улазном пресеку турбине,

$\rho [kg/m^3]$ – густина радног флуида,

$h [m]$ – висинско одстојање улаза у манометар од нивоа доње воде,

$A_I, A_{II} [m^2]$ – величине улазног и излазног попречног пресека хидрауличне турбине,

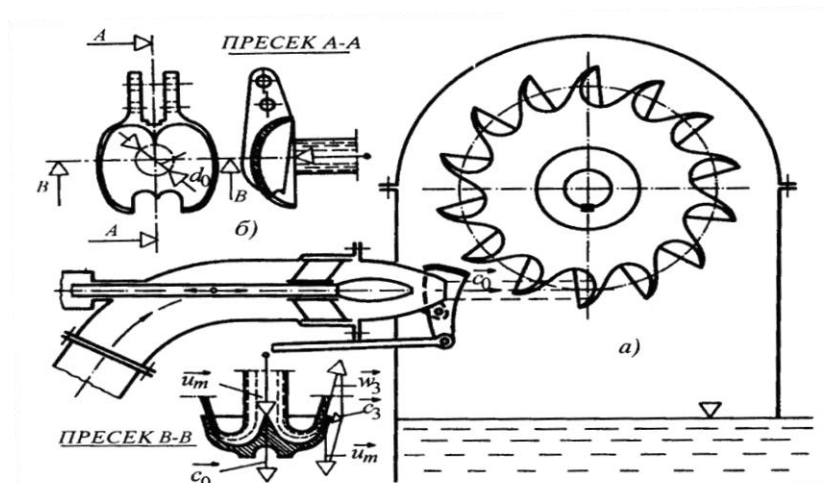
$Q [m^3/s]$ – запремински проток кроз хидрауличну турбину, који омогућује једноставно експериментално добијање функционалне зависности $Y = Y(Q)$ за хидрауличну турбину, на бази измерених величина.

3.7.1. Специфичности при одређивању напора радних кола акцијских турбина

Због лакшег образлагања специфичности везаних за одређивање стварног напора кола акцијске турбине, користи ће се пример Пелтонове турбине.

Млаз радног флуида, након изласка из млазника Пелтонове турбине (слика 3.13), напада лопатице његовог радног кола и крећући се великим брзинама у кривинама лопатица мења своју количину кретања, што узрокује појаву обимске силе која омогућује окретање радног кола и стварање обртног момента. Да би се обезбедило што

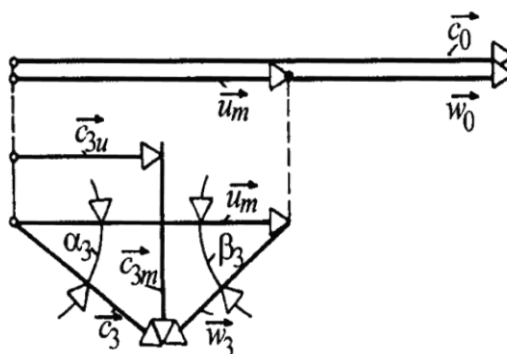
већи континуитет при дејству млаза радног флуида на лопатице радног кола, оне се праве са специјалним обликом, који је приказан на слици 3.13 б. Због продуженог дејства млаза радног флуида се, приликом пројектовања оваквих радних кола, и бира пречник радног кола и број лопатица на њему тако да омогућује да најмање три лопатице буду истовремено у „захвату“ са млазом радног флуида (слика 3.13 а).



Слика 3.13 а – Скица акцијске (Пелтонове) хидрауличне турбине, б – облик лопатице [7]

За разлику од Пелтонове турбине која припада класи хидрауличних турбина, радна кола парних и гасних акцијских турбина изводе се, најчешће, као аксијална радна кола у која се радни флуид уводи сегментно, или по целом обиму, кроз преткола чији међулопатични канали имају облик Лавалових млазника. Специфичности везане за ову врсту турбина неће се посебно образлагати јер је њихов принцип дејства веома сличан принципу дејства Пелтонове турбине.

Скретање радног флуида у кривини лопатице могуће је описати троугловима брзина (слика 3.14) у пресеку 0 – 0 (пре уласка радног флуида у кривину лопатице) и пресеку 3 – 3 (након изласка радног флуида из кривине лопатице).



Слика 3.14 Троуглови брзина на улазу и излазу из радног кола Пелтонове турбине [7]

Пошто се не може замислити како би могла да функционише Пелтонова турбина са бесконачно много неизмерно танких лопатица, онда нема смисла ни одређивати њен стварни напор за тај случај, већ има смисла одређивати стварни напор радног кола за коначан број лопатица. И овде, као и код реакцијских турбина, важи осредњена Ојлерова једначина за турбомашине, и за овај случај гласи:

$$\begin{aligned}
Y_{th} &= u_m \cdot (c_{0u} - c_{3u}) = u_m \cdot [c_0 - (u_m - w_3 \cdot \cos \beta_3)] = \\
u_m \cdot (u_m + w_0 - u_m + w_3 \cdot \cos \beta_3) &= u_m \cdot (w_0 + w_3 \cdot \cos \beta_3)
\end{aligned}
\tag{3.56}$$

Имајући у виду да се између релативних брзина радног флуида на улазу и излазу кривине лопатице може успоставити веза:

$$\left| \vec{w}_0 \right| \approx \left| \vec{w}_3 \right|,
\tag{3.57}$$

па се једначина 3.56 може трансформисати у:

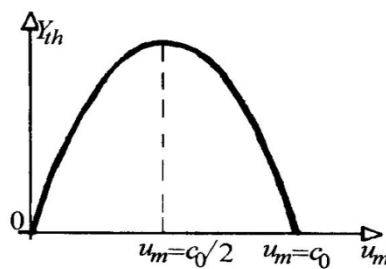
$$Y_{th} = u_m \cdot w_0 \cdot (1 + \cos \beta_3) = u_m \cdot (c_0 - u_m) \cdot (1 + \cos \beta_3)
\tag{3.58}$$

Пошто је интензитет брзине $\left| \vec{c}_0 \right|$ константан (одређен је расположивим бруто падом турбине), обимска брзина радног кола $\vec{u}_m$ има пресудан утицај на стварни рад кола. Максимална вредност стварног рада одговара оптималној обимској брзини радног кола која се може наћи на следећи начин:

$$\frac{dY_{th}}{du_m} = (c_0 - 2 \cdot u_m) \cdot (1 + \cos \beta_3) = 0
\tag{3.59}$$

$$u_{mopt} = \frac{1}{2} \cdot c_0
\tag{3.60}$$

Функционална зависност стварног рада Y_{th} од обимске брзине радног кола Пелтонове турбине приказана је на *слици 3.15*.



Слика 3.15 Дијаграмска зависност Y_{th} код Пелтонове турбине [7]

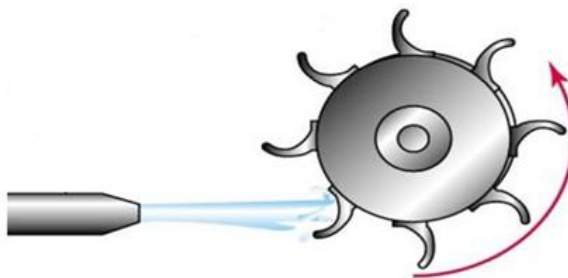
За све остале акцијске турбомашине важе одговарајуће релације за стварни рад радног кола које су идентичне одговарајућим релацијама код Пелтонове турбине.

У пракси се оптимални однос креће у следећим границама:

$$\left(\frac{u_m}{c_0} \right)_{opt} = (0,44 - 0,505)
\tag{3.61}$$

4. Акцијске турбине

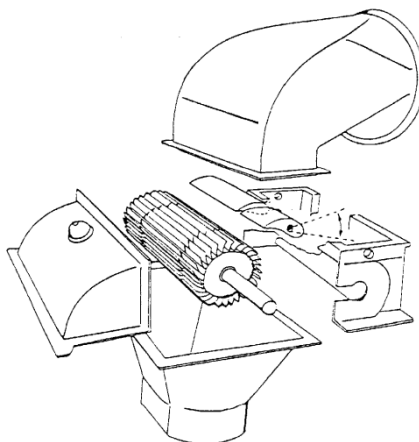
Размена енергије између радне течности и радног кола у акцијској хидрауличној турбини остварује се на рачун кинетичке енергије млаза који истиче из једног, или више, млазника и напада лопатице радног кола које су равномерно распоређене по његовом обиму. У току интеракције млаза и лопатица, млаз скреће и врши промену количине кретања што се манифестује појавом обимске силе на радном колу и његовим обртањем око осе симетрије. Посебно је карактеристично да се интензитет брзине флуидних делића млаза у току интеракције са лопатицама занемарљиво мења и да је притисак у млазу приближно константан. [3]



Слика 4.1 Пример акцијске (импулсне) турбине [3]

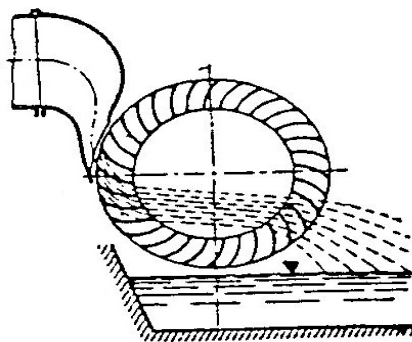
4.1. Банки турбина

Назване су по проналазачима (Аустралијанац А. S. Michell и Мађар D. Banki), а у литератури се могу пронаћи и као Ossberger-ова турбина по произвођачу који их производи више од пола века. Поред тога, због свог принципа рада назива се и Crossflow турбином. Користи се у широком опсегу падова, па се њене радне области могу преклопити са радним областима које су „резервисане“ за Капланову, Францисову или Пелтонову турбину. Банки турбина може радити са протоцима између 20 l/s и $10 \text{ m}^3/\text{s}$ и падовима између 1 и 200 m при чему остварује снаге до 2 MW . [3]



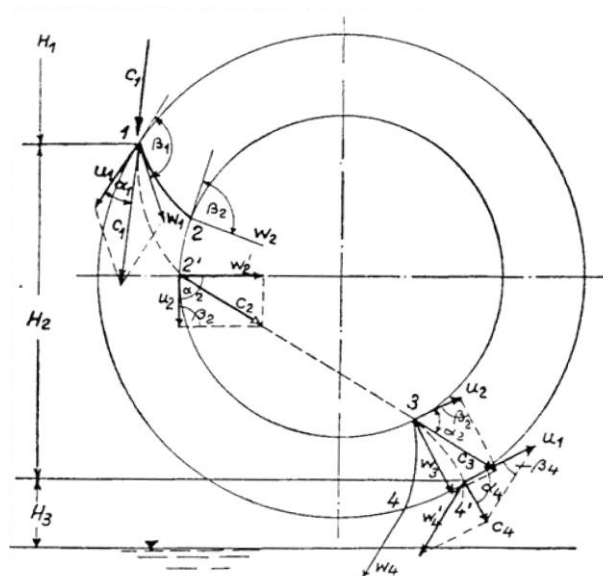
Слика 4.2 Растављена Банки турбина [7]

Банкијева турбина много личи на водно коло са бочним доводом воде, само што коморе код Банкијеве турбине немају дно. Бочно доведена вода улази у простор између лопатица, затим излази из тог простора, ступа у унутрашњост кола и поново улази у простор између других лопатица на супротној страни кола (слике 4.3 и 4.4). Енергија воде се преноси на коло на два места лопатичног венца. Вода истиче из млазника брзином $c_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ са којом улази у коло у тачки 1. Лопатица има профил криве линије 1 – 2. Од тачке 1 до тачке 2 вода се креће по лопатици, па је крива 1 – 2 релативна путања воде у односу на лопатицу. Како се, међутим, у исто време лопатица окреће, то ће тачка 2 – излаз из лопатице – налазити у положају 2' када водени делић превали пут од 1 до 2. Крива линија од 1 до 2' представља апсолутну путању воде. Делић воде који у коло уђе у тачки 1, напушта лопатице у тачки 2' и улази у унутрашњост кола брзином c_2 . Од тачке 2' вода се креће у виду слободног млаза и поново долази у унутрашњи лопатични круг у тачки 3. Путања од 2 до 3 је парабола као код сваког слободног млаза. Пошто је брзина c_2 прилично велика, може се сматрати путања 2 – 3 као права линија јер се при великој брзини парабола млаза не разликује много од праве. У тачки 3 вода улази брзином c_2 по други пут у лопатични венац. После тога се вода креће по лопатици чији је профил 3 – 4 исти као 2 – 1. За време док се делић креће од тачке 3 до 4, коло се окреће и тачка долази у положај 4'. Путања 3 – 4' је апсолутна путања воде. Из тачке 4' вода слободно пада у одводни канал брзином c_4 .



Слика 4.3 Принцип рада Банкијеве турбине [2]

Величине и правци брзина c_1 и u_1 одређују (конструисањем троугла брзина) истовремено и релативну брзину w_1 . Тако одређен угао релативне брзине према ободу кола, узима се као улазни угао лопатице – да се не би јавили удари воде о лопатицу чиме би се изгубио један део енергије. Да би вода и у тачки 3 улазила у коло без удара, и на том месту се угао лопатице мора поклапати са углом релативне брзине w_3 . Пошто је растојање од 2' до 3 кратко, то је правац брзине сталан, тј. правац брзине c_2 истовремено је и правац брзине c_3 . Пошто тачке 2 и 3 леже на истом кругу, то ће имати исту обимску брзину. Ако конструисамо троуглове брзина у тачкама 2 и 3, видећемо да је горње услове немогуће сложити ако на унутрашњем кругу све лопатице немају завршетак у радијалном правцу, тј. $\beta_2 = 90^\circ$.

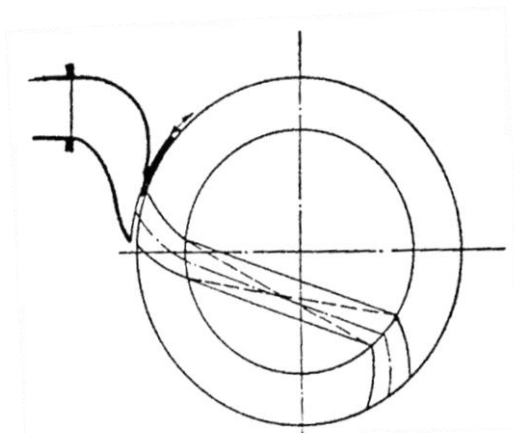


Слика 4.4 Троуглови брзина Банкијеве турбине [2]

Сви делићи воде немају у овој турбини исте путање. Еволвентним завршетком спроводног апарата (слика 4.5) постиже се да апсолутне путање свих делића воде буду на првом улазу сталне, а тек би се у унутрашњости кола упредала (услед расипања млаза које изазивају околности истицања на првом излазу, тј. радијални правац брзине w_2). Уствари до тога не долази већ цео млаз заузме правац средњег струјног влакна (слика 4.5), али се изгуби знатан део енергије.

У овој турбини користи се само пад H_1 до уласка у коло док се пад H_2 утроси на савлађивање трења о лопатице и усмеравање и одржавање брзине у унутрашњости кола. Због тога је Банкијева турбина погодна једино ако је њен пречник сразмерно мали према паду па је губитак пада ($H_2 + H_3$) услед тога безначајан.

Профил лопатице има облик кружног лука, те се лопатице најлакше израђују од челичних цеви одговарајућег пречника. Цев се одсече на потребну дужину, а затим се једноставним уздужним сечењем добијају готове лопатице. Бочне ивице лопатица су савијене те су за бочне тачкове везане завртњима, заковцима или заваривањем, или су у њих уливене.



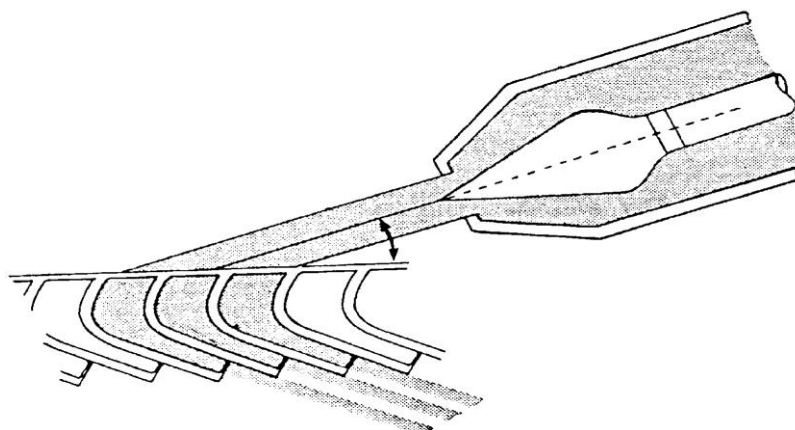
Слика 4.5 Регулисање Банкијеве турбине [2]

Регулисање Банкијеве турбине је врло једноставно. Проток се мења померањем простог затварача, као на *слици 4.5*. Најважнија особина Банкијеве турбине је њена једноставност и ниска цена. Степен корисности је сразмерно добар и достиже и до 80%. Једноставност целог уређаја омогућује да се турбина изради и са примитивним средствима прилично добро и са успехом.

4.2. Турго турбина

Ради при великим падовима, од 30 до 300 *m*. Слична је Пелтоновој турбини, спада у групу акцијских (импулсних) турбина при чему су лопатице радног кола другачијег облика од лопатица Пелтонове турбине. Код ове турбине, млаз воде пада на раван коју образују улазне ивице лопатица под углом од 20°. Вода улази у радно коло са једне његове стране, а излази са друге. За разлику од Пелтонове турбине код које је, због тога што на воду која напушта једну лопатицу наилази суседна лопатица, количина воде коју може прихватити ограничена, код Турго турбине оваква ограничења практично не постоје. Из истог разлога радно коло је мање, а и једноставније је.

Често се користи као алтернатива Францисовој турбини у случајевима великих варијација протока јер скретач млаза Турго турбине може ефикасно спречити побег карактеристичан за Францисову турбину. [8]

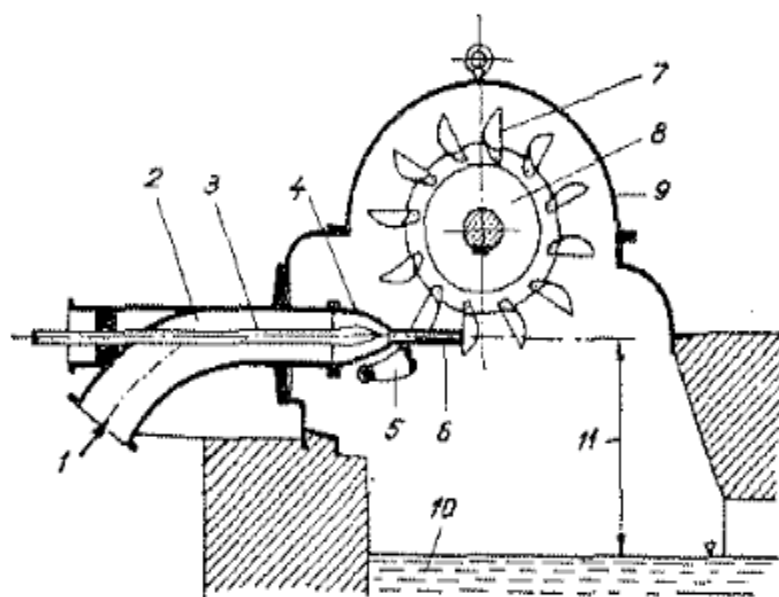


Слика 4.6 Турго турбина [8]

5. Пелтон турбина

Пелтонове турбине користе искључиво кинетичку енергију воде. На млаз воде делује атмосферски притисак, па се ове турбине још зову и турбине слободног млаза. Граде се за коефицијенте брзоходности од 2 до 50. Употребљавају се у хидроелектранама брдских предела где су падови од 400 до 2000 *m* и протоци воде мали. Главни делови турбине су радно коло, млазнице и кућиште. [9]

Током рада турбине, поједине лопатице су само повремено у додиру са млазом, а за време додир, нагиб лопатице према млазу, као и место где млаз улази у лопатицу, стално се мења. [10]



Слика 5.1 Скица Пелтонове турбине [4]

1 - довод воде, 2 - спроводна цев, 3 – копље, 4 – млазница, 5 – скретац млаза, 6 – млаз, 7 – лопатица, 8 – обртно коло, 9 – оклоп, 10 – доња вода, 11 – издизање обртног кола

5.1. Спроводни апарат турбине

Спроводни апарат има задатак да воду уведе у турбину и да је у виду млаза у одређеном правцу упуту ка обртном колу. Спроводни апарат Пелтонове турбине састоји се из следећих делова: доње кривине, уводне кривине и млазника.

Доња кривина везује цевовод са уводном кривином. Она се поставља на прелазу из цевовода у улазну кривину да би прелаз био што блажи, јер од тога зависи степен корисности турбине. Доња кривина је везана за постоље преко носача који је изливен заједно са њом. За доњу кривину прикључена је одводна цев (преко вентила) кроз коју се испушта вода из доње и уводне кривине када се турбински затварач затвори за време прекида рада.

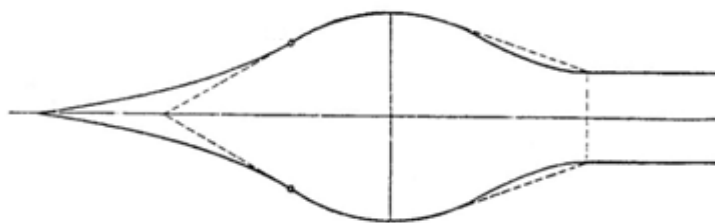
Уводна кривина израђује се ливењем од гвожђа или челика, што зависи од њене величине као и од пада који се користи. Уводна кривина треба да је што правија да би губици енергије били што мањи. Код мањих турбина је то тешко извести због смештаја копља којим се турбина регулише. Вођица држи копље, а ребрима је везана за једну кошуљицу која је увучена у уводну кривину. Распоређена у виду крста, ова ребра усмеравају воду те је струјање паралелно.

На носач, који је завртњима везан за уводну кривину, постављен је уређај за покретање копља.

На уводној кривини постављен је поклопац који се за време прекида рада отвара ради чишћења вођице, односно њених ребара.

Уводна кривина завршава се једном прирубницом, одмах иза вођице. У млазник је постављен уметак од специјалног кованог материјала. Уметак сесмешта са унутрашње стране млазника, тако да га вода увек притискује уз млазник. Излазна ивица млазника се највише троши, па је овај уметак направљен да се лако може заменити, без демонтажа обртног кола.

Млазник је одливан од челика или гвожђа. Он данас искључиво има облик као на горњим сликама јер такав облик захтева само обраду на стругу која може да да високи степен тачности и чистоће обраде. Услед оваквог облика млазника струјна влакна скрећу при изласку из млазника ка средини млаза, збијају се и снажно притискају једна на друге те је због тога млаз збијен и компактан. Облик унутрашњости млазника је такав да се канал између зидова млазника и копља сужава идући ка излазу, увек, при ма ком положају копља, јер је потребно да вода, пролазећи кроз овај канал, добије убрзање без обзира да ли је копље више или мање увучено. Просто између зидова млазника и копља – при сваком положају копља – сужава се постепено да се не би јавиле нагле промене притиска и брзине воде. Место a (слика 5.2) на коме купасти врх копља прелази у кривину, мора лежати на већем пречнику него што је пречник отвора млазника, јер би се иначе, када је копље примакнуто отвору, пресек млаза при изласку из млазника повећавао те не би више био збијен. Када је горњи услов испуњен, онда струјне линије, изван млазника, савијају ка средини млаза. Због савијања путање појављује се центрифугална сила која делиће воде притискује уз купасти врх копља који увек, мање или више, вири изван млазника. [2]



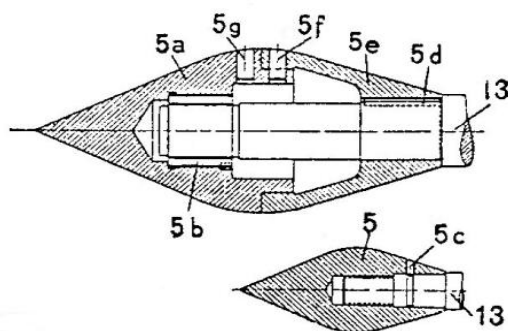
Слика 5.2 Старији облик врха копља (тачкасто: новији облик) [2]

5.2. Уређај за регулисање

Регулисање брзине турбине врши се помоћу регулатора који покреће уређај за регулисање. Сам уређај за регулисање састоји се из ових делова:

- копља са стаблом, вођицом, клипом за растеређивање и опругом,
- скретача млаза,
- делова и полука за померање копља и скретача млаза.

Копље има стабло и врх. Врх копља за мање турбине прави се из једног дела (слика 5.3 доле). Код већих турбина врх копља је дводелан, предња половина се уврће у задњу (слика 5.3 горе). На тај начин се предња, конусна половина, која се брже квари, може заменити. Врх копља израђује се од челика који не рђа.



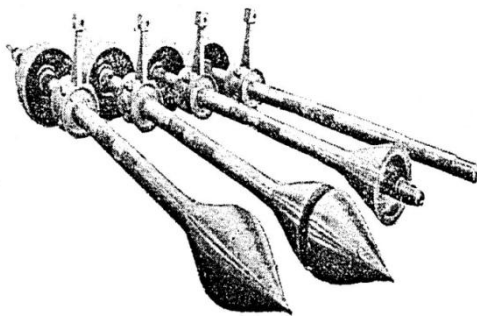
Слика 5.3 Једноделни и дводелни врх копља [2]

На слици 5.3 дат је облик копља какав се примењује код савремених Пелтонових турбина; две једнаке купе спојене су својим основама, а место споја је заобљено. Код старијих турбина среће се и другачији облик копља, као нпр. на слици 5.2. Задњи део врха је краћи од предњег. Сам предњи део врха је знатно дужи него код савременог облика – угао купе је мањи. Предњи део има двоструку кривину; гледано са осе копља предња купа је при дну најпре заобљена конвексно, а затим конкавно. Кривине се састају у превојној тачки a.

Врх копља је навојем везан за стабло копља (13), које се израђује од Сименс – Мартеновог челика. Код једноделних врхова стабло копља има цилиндрични део ради бољег налегања, а затим навој на мањем пречнику. Завртањ 5c, уврнут у тело врха, својим доњим крајем улази у жлеб урезан на цилиндричном делу ваљка и тиме обезбеђује врх копља од одвртања.

Код дводелних врхованавој има само предњи део врха (5a), док се задњи део (5c) слободно навлачи на за то предвиђени цилиндрични део стабла (13), а против обртања је обезбеђен клином (5d). Стабло се не уврће непосредно у тело предњег дела врха, већ у чауру 5b која је претходно уврнута и малим завртањем осигурана од одвијања. Увртањем предњи део аксијално притискује на задњи део врха и остварује чврсту везу између целог врха и стабла. Чеп 5f пролази кроз оба дела и обезбеђује предњи део од одвртања. При демонтажу се чеп избије и падне у унутрашњост врха. Чеп 5g нема такву улогу. Он једино затвара рупу у коју се умеће алат при затезању врха.

На слици 5.4 приказано је копље у четири фазе монтирања врха.



Слика 5.4 Изглед копља при намештању дводелног врха [2]

Вођица за мање турбине одливена је од бронзе заједно с ребрима и кошуљицом. Код већих турбина кошуљица је посебно изливена од гвожђа или челика.

Стабло копља има бронзану кошуњицу на месту где пролази кроз вођицу. На другом крају стабла налази се клип за растерећење који растеређује копље. Копље је наине хидраулички оптерећено јер врх има већи пречник него стабло, те је потребно поставити клип ради изравнања притисака, да би сила потребна за померање копља била што мања. Спољни обод клипа за растерећење креће се у кожном заптивачу.

Опруга олакшава кретање копља – управо она помера копље при затварању млазника, а отварање се врши ручно помоћу точка или помоћу сервомотора.

Скретач млаза засеца млаз када се турбина нагло растерети и скреће га спречавајући да млаз допре до лопатица.

5.3. Услови за добијање максималне снаге турбине

У хидраулици је разматрано акционо дејство млаза на препреку која измиче испред млаза, па је нађено, ако вода наилази на препреку брзином c_1 , а препрека измиче брзином u , да ће млаз одати највећу снагу препреци онда када препрека измиче брзином, упола мањом од брзине c_1 са којом млаз наилази тј. услов за добијање максималне снаге испуњен је ако је: [2]

$$u = \frac{c}{2} \quad 5.1$$

Пошто лопатица Пелтонове турбине представља препреку која измиче, то значи да горњи израз представља први услов за добијање максималне снаге у Пелтоновој турбини.

Да би се размотрили остали услови за добијање максималне снаге у Пелтоновој турбини, поћи ће се од Ојлеровог облика главне једначине:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad 5.2$$

u_1 и u_2 су улазна и излазна обимска брзина, које су код Пелтонове турбине једнаке јер су код ње и улазна и излазна ивица на истом растојању од осе обртања. Због тога се уместо u_1 и u_2 може писати и само u :

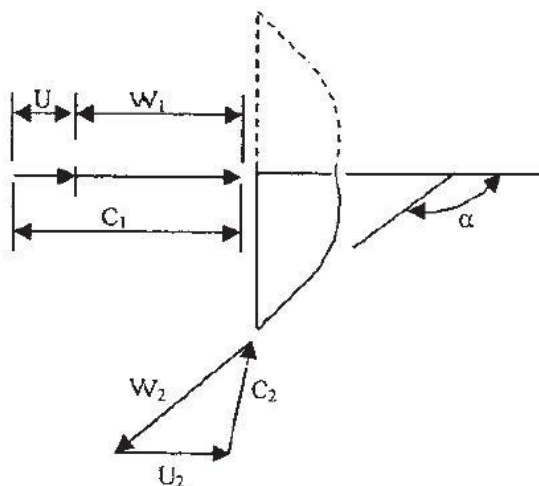
$$\eta_h \cdot g \cdot H = u \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad 5.3$$

где је α_1 излазни угао, тј. угао који заклапа апсолутна брзина c_1 са обимском брзином u , у тренутку када млаз ступа на лопатицу. Пошто је угао α_1 једнак половини угла $\varphi/2$, тј. α_1 се креће од $3,5^\circ$ до $7,5^\circ$, па се може сматрати да је угао α_1 , као врло мали, једнак нули. Пошто је:

$$\cos \alpha_1 = \cos 0^\circ = 1 \quad 5.4$$

то ће бити:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = u \cdot (c_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad 5.5$$



Слика 5.5 Троуглови брзина код Пелтонове турбине [11]

При извођењу главне једначине подвучено је да главна једначина показује колико се енергије може искористити из расположивог пада. Десна страна, која се састоји од два члана, показује да ће се искористити утолико већа енергија једног те истог пада уколико је први члан десне стране већи, а други мањи. Очигледно је да ће енергија која се искоришћује из једног расположивог пада бити највећа када је други члан десне стране раван нули:

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 0 \quad 5.6$$

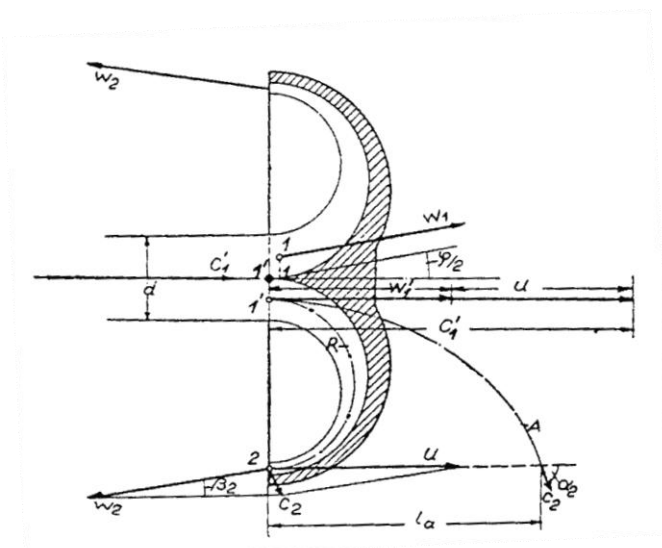
И заиста се тако и ради. Брзина c_2 се може смањити до врло мале величине, али не може бити $c_2 = 0$, јер вода мора имати неку, макар врло малу брзину c_2 да би могла да

напусти лопатицу. Али се зато може учинити да $\cos\alpha_2$ буде 0 (или скоро 0), а то ће бити ако је $\alpha_2 = 90^\circ$ (или скоро 90°).

Како је α_2 угао између апсолутне брзине c_2 и обимске брзине u на излазу из лопатице, то значи да једна Пелтонова турбина, при истом раду, даје највећу снагу када вода напусти лопатицу апсолутном брзином која према обимској брзини стоји под углом од 90° .

Из изложеног долазимо до закључка да је други услов за добијање максималне снаге испуњен ако је апсолутна излазна брзина c_2 што мања, и ако се излазни угао α_2 (између апсолутне и обимске брзине) што мање разликује од 90° .

Из троугла излазних брзина (слика 5.6) види се да правац релативне излазне брзине w_2 зависи једино од облика лопатице, тј. w_2 има правац истоветан са правцем излазне ивице лопатице. Пошто се облик лопатице не мења при раду, то значи да се не може мењати правац брзине w_2 , већ само њена величина. Сада се посматра како утиче мењање величине w_2 на брзину c_2 ; брзина c_2 мора да мења свој правац и да истовремено расте или опада. Из троугла брзина се види да ће брзина c_2 бити утолико мања, дакле и изгубљена енергија ће бити мања, уколико се брзине u и w_2 што мање разликују, а то ће бити ако је угао β_2 што мањи.



Слика 5.6 Троуглови излазних брзина [2]

Другим речима, Пелтонова турбина даје максималну снагу када је:

$$\frac{c_0}{2} = w_2 = u \quad 5.7$$

при:

$\alpha_2 = 90^\circ$ или скоро 90° ,

β_2 – што мањи,

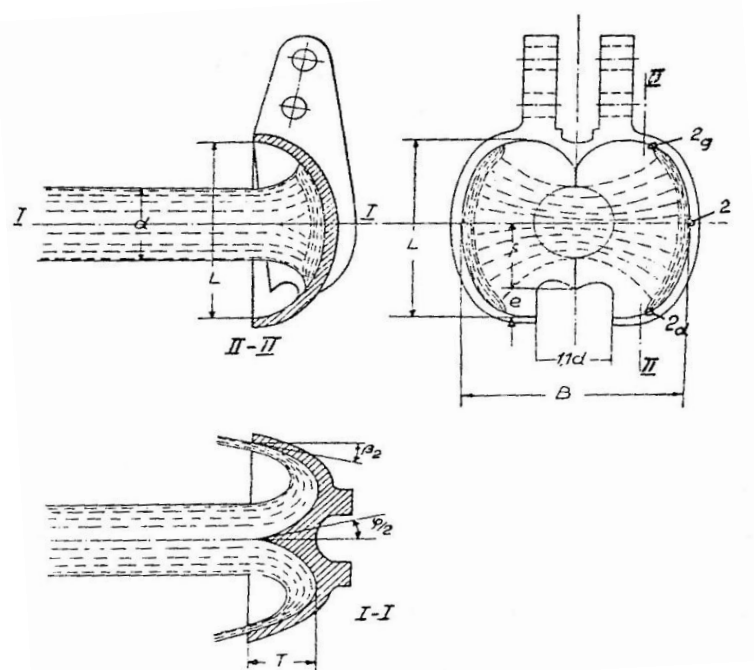
c_2 – што мања.

5.4. Лопатице

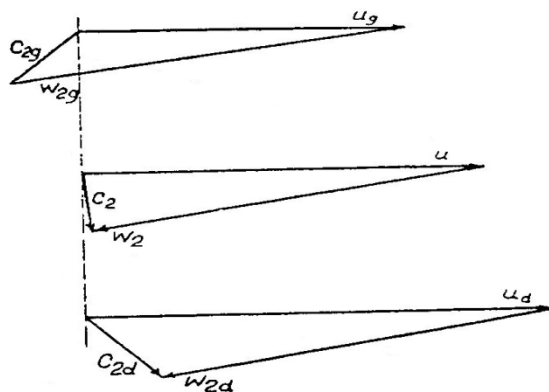
5.4.1. Димензије лопатице

Пошто се наилази на велике тешкоће при рачунском одређивању путања по којима се крећу водени делићи по лопатици, то се облик и димензије лопатице одређују на основу резултата добијених многобројним практичним анализама.

У прошлим одељцима изведени су односи између брзина c , w и u за оне водене делиће који се крећу по оси млаза. Посматрајмо сада делиће млаза изнад или испод његове осе (слика 5.7 горе лево). Ови делићи имају исту брзину c_1 као и сви делићи млаза, али ступају на оштрицу лопатице у тачкама које су мање или више удаљене од осе обртања, па дакле имају обимске брзине мање или веће од u , обимске брзине оне тачке на оштрици у коју ступа делић из средишта млаза. На истој слици, десно, види се да се при кретању по лопатици млаз постепено шири, те делићи воде изнад осе млаза напуштају лопатицу у излазним тачкама, које су ближе оси обртања него улазне па имају и мању обимску брзину него тачке у које су делићи доспели пре уласка у лопатицу. Због свега овога, за поједине водене делиће добијају се потпуно различити дијаграми излазних брзина (слика 5.8). Слично се догађа и у тренутку када лопатица при свом обртању наилази на млаз. У том тренутку млаз скреће навише, те облик лопатице мора бити прилагођен тако да се и онда излазни дијаграм не разликује много од излазног дијаграма у моменту када се лопатица налази у тачки у којој је млаз најдубље доспео у лопатицу.

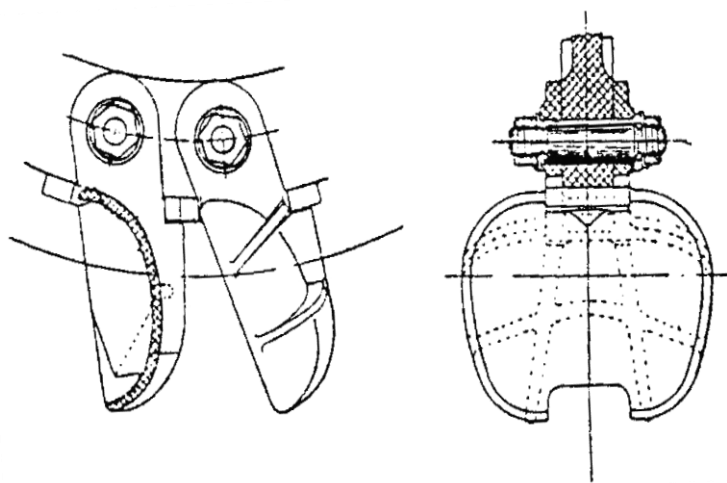


Слика 5.7 Делићи млаза око његове осе [2]



Слика 5.8 Излазни троуглови за горњу ивицу, осу млаза и доњу ивицу (означеним са 2g) [2]

Да би сви делићи воде напуштали лопатицу под приближно истим излазним углом, и то што мањим, површина лопатице мора бити крива у свим правцима. то је обично површина елипсоида или тела сличног њему. Леви и десни елипсоид једне лопатице секу се обично по линији која је паралелна са осама елипсоида, међусобно такође паралелним, Праве се међутим и такве лопатице (слика 5.9) код којих осе левог и десног удубљења нису паралелне, а сама удубљења нису прави елипсоиди, тако да се добијају лопатице код којих је доњи део лопатице – испод лопатичног круга – знатно дужи од горњег, а истовремено и ужи од горњег.



Слика 5.9 Лопатице чије осе нису паралелне [2]

Доњи део лопатице је исечен, те је добијен отвор чија је ширина нешто већа од ширине млаза. Када лопатица не би била исечена, при њеном наиласку, млаз би најпре ударио у леђа, а затим у ивицу лопатице, што би наравно изазвало губитак енергије.

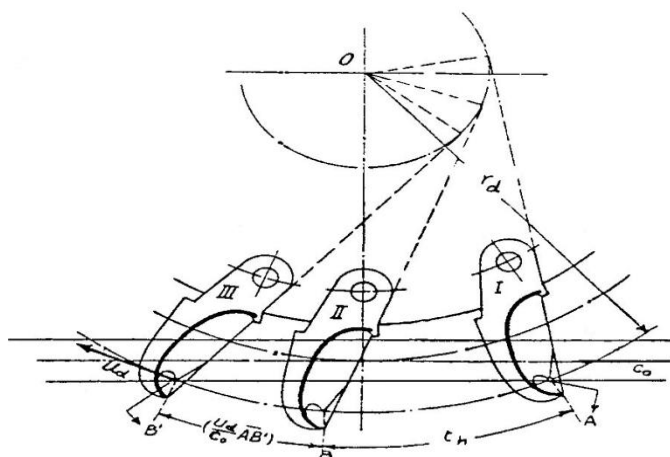
Главне димензије лопатице, са ознакама према слици 5.7, израчунавају се према следећим емпиријским обрасцима:

$$L = 2,1 \cdot d \quad B = 2,5 \cdot d \quad T = 0,85 \cdot d \quad e = 0,35 \cdot d \quad f = 0,85 \cdot d \quad \varphi/2 = 7^\circ - 15^\circ \quad \beta_2 = 4^\circ - 20^\circ$$

Растојање e и f вреде за онај положај лопатице када при њеном обртању млаз воде најдубље у њу улази. Угао β_2 треба да је што је могуће мањи, али да је ипак такав да вода при изласку из лопатице мимоилази леђа следеће лопатице, јер би иначе дошло до кочења турбине. [2]

5.4.2. Број лопатица и корак

Број лопатица, а истовремено и корак, добија се из услова да најнижа кап воденог млаза, која се провуче испод лопатице у тачки A , мора да достигне претходну лопатицу да би јој предала своју енергију (слика 5.10). Да би се одредило у којој тачки мора да се налази лопатица, тј. који је корак најповољнији, одређује се најпре онај гранични корак који не испуњава горњи услов, тј. када доње капи млаза не достижу претходну лопатицу.



Слика 5.10 Корак лопатице [2]

Посматрајући лопатицу I на слици 5.10, у тачки A се испод сечице лопатице провукла последња најнижа кап млаза. Сада је лопатица наставила да се окреће по кругу, а одсечена капљица путује по правој линији $\overline{AB'}$. Претходна лопатица II налазила се онда негде у тачки B , а сада се и она окреће по кругу обимском брзином u_d . Ако одсечену капљицу, на путу $\overline{AB'}$, не дочека лопатица II , онда је енергија те капљице воде изгубљена. А то ће бити ако лопатица II пређе из положаја II у положај III за исто време за које кап воде пређе из тачке A у B' .

Пут од A до B' пређе капљица за време t које се добија када се пређени пут подели брзином капи млаза c_0 :

$$t = \frac{\overline{AB}}{c_0} \quad 5.8$$

Лук BB' , који врх лопатице II треба да пређе за исто време t добија се као производ обимске брзине u_d којом се врх лопатице креће по кругу и времена t тј:

$$BB' = u_d \cdot t \quad 5.9$$

или после замене t :

$$BB' = u_d \cdot \frac{\overline{AB'}}{c_0} \quad 5.10$$

Растојање од A до B , мерено по луку, тј. растојање између лопатица I и II , је онај корак t_h при коме капљице воде које промакну испод лопатице I , не могу да достигну лопатицу II и да јој предају своју енергију. Да се то не би десило, лопатице се морају поставити ближе једна другој, тј. стварни корак t мора бити знатно мањи од t_h . Обично се узима да је:

$$t = (0,65 - 0,85) \cdot t_h \quad 5.11$$

Корак t_h добија се из цртежа; најпре се нацрта у некој размери млаз воде пречника d , затим се нацрта основни круг у истој размери тако да га додирује оса млаза.

Затим се нацрта профил лопатице и опишу се спољни и унутрашњи круг. Пресек доње ивице млаза са спољним кругом даје тачке A' и B' . Измеривши угао $A'OB'$, а знајући полупречник r_d , израчунава се дуж $\overline{AB'}$ и лук од A' до B' . Затим се израчунава лук BB' из обрасца:

$$BB' = \frac{u_d}{c_0} \cdot \overline{AB'} \quad 5.12$$

Одузевши ову вредност од лука AB' добијамо величину t_h :

$$t_h = AB' - BB' = AB' - \frac{u_d}{c_0} \cdot \overline{AB'} \quad 5.13$$

Анализама је утврђено да је веома повољно ако је корак што је могуће мањи, тј. ако је број лопатица велики. Смањивање корака, тј. побеђавање броја лопатица, ограничено је једимо конструктивним разлозима, јер се за једну лопатицу мора обезбедити она минимална ширина која је потребна да се лопатица добро учврсти за обод тачка. Из тога разлога се праве двоструке лопатице или се, пак, све лопатице одливају заједно са тачком.

5.4.3. Положај сечице лопатице

При обртању точка, сечица долази под млаз и сече га под углом очигледно већим од 90° . При даљем обртању тај се угао (између сечице и млаза) смањује, добија вредности испод 90° , и под извесним оштрим углом лопатица напушта млаз.

При томе, лопатицу не погађа одмах цео млаз, већ само његов горњи део (доњи део млаза још увек дејствује на претходну лопатицу). Затим наступа момент кад је цео млаз погодио лопатицу – када доња ивица млаза удара у најнижу тачку сечице. После тога се угао између млаза и сечице и даље смањује – нападна тачка млаза помера се навише ка унутрашњој ивици лопатице док у једном тренутку следећа лопатица не захвати горњи део млаза. Када је цео млаз први пут погодио сечицу, угао између њих треба да је већи од 90° , а када је цео млаз последњи пут погодио сечицу (када већ следећа лопатица почиње да долази под млаз), угао између њих треба да је мањи од 90° . У средњем положају између првог и последњег поготка целог млаза, сечица треба да стоји управно на млаз, односно управно на релативни правац кретања воде по лопатици. Релативне путање воде по лопатици изналазе се графичким методама, које су прилично компликоване.

Да би се испунио овај услов, правац оштрице не пролази кроз центар точка, већ додирује један круг, као што се види на *слици 5.10*.

Исто тако, раван у којој леже излазне ивице лопатица мора бити управна на млаз у средњем положају, дакле, у положају између првог и последњег изласка целог млаза из лопатице.

5.5. Губици, степен корисности и карактеристике

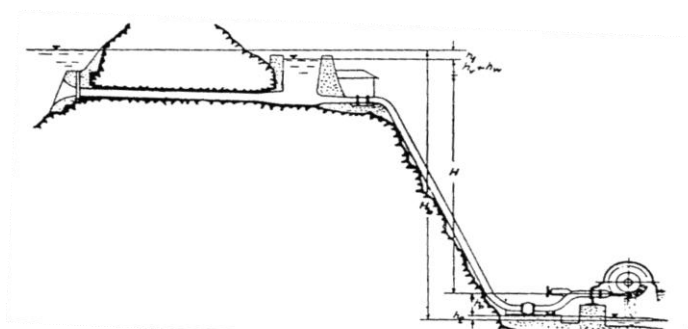
5.5.1. Губици енергије

Губици енергије који се јављају у једном хидропостројењу са Пелтоновом турбином потичу из разних узрока, а могу се сврстати у следећих девет група: [2]

- губици изван турбине:
 1. губици у доводним каналима h_1 ,
 2. губици у одводним каналима h_2 ,
 3. губици специфични за Пелтонову турбину h_p ,
 4. губици у цевоводу h_v и h_w ,
- губици у турбини:
 5. губици у спроводном каналу h_{sa} ,
 6. губици у млазу h_{ml} ,
 7. губици у обртном колу h_k ,
 8. излазни губици h_l ,
 9. механички губици h_m .

1) Губици у доводним каналима h_1

На слици 5.11 представљено је једно хидропостројење са Пелтоновом турбином како се оно обично изводи. Расположиви или бруто пад који постројење може да користи обележен је са H_b , а протеже се од границе успора до завршетка водног права, тачке B . Од границе успора до разводника воде јављају се губици у доводним каналима: у вештачком језеру, у захвату, у доводном тунелу и слично. Ови губици настају услед унутрашњег трења делића воде и услед трења воде о зидове. Њихова величина зависи од општег распореда постројења, дужине довода, квалитета материјала зидова, брзине воде, нагиба канала, локалних отпора и тако даље, те се не може дати нека њихова вредност која би важила са свако постројење. Рачунају се по обрасцима из хидраулике.



Слика 5.11 Општи распоред хидропостројења са Пелтоновом турбином [2]

2) Губици у одводним каналима h_2

Јављају се од тачке непосредно испод турбине до краја водног права; по природи су истоветни са губицима у доводним каналима, а њихова величина зависи од истих чинилаца.

3) Губици специфични за Пелтонову турбину h_p

Сав нето пад не може се искористити у Пелтоновој турбини јер се лопатице налазе издигнуте изнад доње воде. Овај, за Пелтонову турбину специфични губитак h_p , који се не јавља код других врста турбина, мери се као висинско растојање од нивоа доње воде до тачке у којој оса млаза додирује основни круг. Ова висинска разлика зависи од колебања водостаја доње воде, положаја млазника, величине обртног кола и слично.

4) Губици у цевоводу h_v и h_w

Губици у цевоводу настају услед унутрашњег трења воде, трења о зидове, услед кривина, затварача, наглих промена протицајног пресека и слично. Да би ови губици били што мањи, прелази и кривине треба да су што блажи и постепенији, а брзина

кретања воде што мања. Дозвољена брзина воде у уводној кривини креће се у границама:

$$c_0'' = (0,12 - 0,14) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad 5.14$$

односно

$$c_0'' = \frac{(0,12 - 0,14)}{\varphi} \cdot c_0 \quad 5.15$$

Брзина воде у уводној кривини износи свега 12 до 14% од брзине млаза (φ је обично 0,98).

Губици у правим цевима рачунају се по обрасцу:

$$h_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad 5.16$$

Док се губици услед локалних отпора рачунају по обрасцу:

$$h_w = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad 5.17$$

Овде је v брзина воде, а λ и ζ су коефицијенти чије су вредности за разне случајеве дати у хидраулици.

Сви до сада набројани губици називају се понекад још и спољашњим, јер настају изван турбине. Ако све ове губитке одузмемо од бруто пада H_b , добићемо нето пад H који турбина може да користи, тј. пад који турбини стоји на располагању на месту испред улаза у спроводни апарат:

$$H = H_b - h_1 - h_2 - h_p - h_v - h_w \quad 5.18$$

5) Губици у спроводном каналу h_{sa}

То су губици који настају у млазнику, зависе од облика млазника и копља, и њиховог узајамног положаја (тј. величине отпора). Исте су природе као и губици у цевоводу.

Излазна брзина c_0 , тј. брзина иза контрахираног пресека при повољним условима довода, благој уводној кривини и брижљиво испитаном облику млазника и копља, обично износи:

$$c_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad 5.19$$

где је $\varphi = 0,98$.

Ослобађањем од корена, добија се:

$$c_0^2 = \varphi^2 \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad 5.20$$

или

$$\frac{c_0^2}{2 \cdot g} = 0,96 \cdot H \quad 5.21$$

што значи да је енергија млаза (кинетичка) мало мања од нето пада H , од кога се користи само 96%. Другим речима, укупни губици у спроводном апарату, од уласка у уводну кривину до иза контрахиран пресека износе:

$$h_{sa} = H - 0,96 \cdot H = 0,04 \cdot H \quad 5.22$$

или изражено у процентима:

$$h_{sa} = 4\%H \quad 5.23$$

6) Губици у млазу h_{ml}

Губици који се јављају на делу пута од изласка млаза из млазника до лопатичног круга, настају када млаз није цилиндричан и компактан. При пролазу кроз ваздух ивична влакна млаза са собом повлаче делиће ваздуха услед чега се млаз шири, није више збијен и са оштрим ивицама. Излазећи из млазника, млаз се сужава, а затим шири на пречник који одговара величини пада. Од најужег места – контрахираног пресека – даље, ивице су оштре, а млаз компактан. Одмакнувши се још даље, млаз почиње да захвата ваздух, види се распрскавање и ширење његових ивица, док остали део млаза наставља пут ка лопатицама. Да би се користио што збијенији млаз, лопатице треба да су што више примакнуте млазнику, да млаз ступи на лопатице пре него што почне да се шири. Исецање доњег дела лопатице омогућује поред осталог и веће приближавање обртног кола млазнику. Смањивање растојања од млазника до лопатица ограничено је ипак конструкцијом млазника, а и присуством скретача млаза.

На појаву распрскавања млаза утичу такође облик млазника и копља, као и облик уводне кривине.

7) Губици у обртном колу h_k

Улазећи у лопатицу обртног кола млаз воде скреће и истиче из ње скоро у супротном правцу од правца којим је ушао. Свака кривина при кретању воде представља извесни отпор за чије се савлађивање троши један део енергије. Осим отпора услед кривине, у лопатици се јављају и отпори трења о зидове и отпори унутрашњег трења, као и при сваком скретању воде. Укупни губици у обртном колу од ступања млаза на оштрицу до његовог изласка из лопатице одређени су обрасцем:

$$h_k = \rho_2 \cdot \frac{c_0^2}{2 \cdot g} \quad 5.24$$

Коефицијент ρ_2 према практичним испитивањима, креће се у границама:

$$\rho_2 = 0,03 - 0,10 \quad 5.25$$

па се губици у обртном колу, узевши у обзир једначину 4.21, крећу у границама:

$$h_k = (0,03 - 0,10) \cdot 0,96 \cdot H \quad 5.26$$

односно даље:

$$h_k = (0,0288 - 0,096) \cdot H \quad 5.27$$

што изражено у процентима износи:

$$h_k = (2,88 - 9,6)\% \cdot H \quad 5.28$$

Као што се види, величина губитака у обртном колу креће се у доста широким границама, што је разумљиво када се узме у обзир да ти губици зависе од углова на улазу и излазу, од постепености кривине лопатице, од углачаности њене површине, од положаја оштрице према млазу, од разбијености или компактности млаза и тако даље.

8) Излазни губици h_l

При изласку из лопатице брзина воде је c_2 што значи да вода са собом односи извесну количину енергије која одговара тој брзини. Излазни губици износе:

$$h_l = \frac{c_2^2}{2 \cdot g} \quad 5.29$$

Да би се што више кинетичке енергије воде искористило у турбини, излазни губици треба да буду што мањи, тј. да је излазна брзина c_2 што мања. Губици на излазу не би ни постојали када би било $c_2 = 0$. Како вода мора ипак имати неку брзину да би са лопатице сишла, то се тежи да та брзина буде бар што мања.

У одељку о условима за добијање максималне снаге, видели смо да излазни губици зависе од величине излазних углова, као и од односа величине релативне и обимске брзине. Угао α_2 између апсолутне брзине c_2 и обимске брзине на излазу u , треба да је скоро 90° . Уколико је ближи тој вредности, утолико су и губици мањи. Угао β_2 треба да је напротив, што мањи, а брзине, релативна w_2 и обимска u , да се што мање разликују, јер је онда излазни троугао спљоштенији, а његова висина мања.

Излазни губици по својој природи нису хидраулични у правом смислу јер не потичу из потребе да се савлада неки отпор трења, већ је то просто количина енергије коју нисмо успели да искористимо, јер нам конструкција лопатице није то могла да допусти.

Излазни губици $h_l = \frac{c_2^2}{2 \cdot g}$ изражавају се као део нето пада H помоћу емпиријског обрасца:

$$h_l = \psi \cdot H \quad 5.30$$

Коефицијент излазних губитака ψ креће се у границама од 0,03 до 0,06 па је:

$$h_l = (0,03 - 0,06) \cdot H \quad 5.31$$

или изражено у процентима:

$$h_l = (3 - 6)\% \cdot H \quad 5.32$$

9) Механички губици h_m

Ови губици настају услед механичког трења у лежиштима и заптивачима у којима се обрће вратило турбине. Они се изражавају као део нето пада:

$$h_m = m \cdot H \quad 5.33$$

а крећу се у границама:

$$h_m = (0,01 - 0,02) \cdot H \quad 5.34$$

или изражено у процентима:

$$h_m = (1 - 2)\% \cdot H \quad 5.35$$

5.5.2. Степен корисности и карактеристике

Степен корисности уопште, показује однос искоришћене енергије према количини енергије, која је стајала на располагању. Пошто се код турбина разликују бруто и нето пад, као и енергија предата лопатицама од енергије предате генератору, то ћемо имати неколико степена корисности, у зависности од тога које губитке изражавамо. Уобичајено је да се изражавају обично ова четири степена корисности:

η_0 – општи степен корисности целог постројења, као однос енергије предате генератору према расположивој енергији која одговара бруто паду. У овај степен корисности улазе сви до сада набројани губици. Величина η_0 креће се око 0,75 до 0,82.

η_h – хидраулички степен корисности као однос енергије предате лопатицама према нето енергији која одговара нето паду, у овом случају нето Пелтоновом паду. Хидраулични степен корисности η_h формирају губици:

- у спроводном апарату,
- у млазу,
- у обртном колу,
- излазни губици.

Сви остали губици се не узимају у обзир.

η_m – механички степен корисности даје однос енергије предате генератору и енергије предате лопатицама турбине – укључује само механичке губитке.

η – укупни степен корисности турбине као однос између енергије предате генератору и нето енергије, која одговара нето Пелтоновом паду.

Укупни степен корисности Пелтонове турбине обично износи око 0,88 код доброг извођења конструкције турбине, а може се повећати и изнад 0,90 при особито пажљиво изведеној конструкцији.

Постоји још и степен корисности пада као однос нето пада према бруто паду:

$$\eta_p = \frac{H}{H_b} \quad 5.36$$

У општи степен η_0 увршћују се понекад и електрични губици, па η_0 даје однос енергије на разводним шинама хидроцентрале према расположивој бруто енергији.

Наведене вредности за η односе се на најповољније услове рада, тј. при сталном оптерећењу и хидраулички најповољнијим условима протицања. Међутим, оптерећење је врло ретко непроменљиво, па треба размотрити како се онда турбина понаша, какав је онда η . При промени оптерећења ступа у дејство механизам за регулисање – турбина се подешава за рад под новим условима, задржавајући ранију угаону брзину. Само регулисање своди се на то да се при смањеном оптерећењу смањује отвор млазника, чиме се смањује и пресек млаза. Како по једначини континуитета проток при истицању зависи од величине брзине и пресека, то ће се онда смањити проток, а самим тим и снага турбине. Брзина истицања се, међутим, незнатно мења, јер је одређена обрасцем:

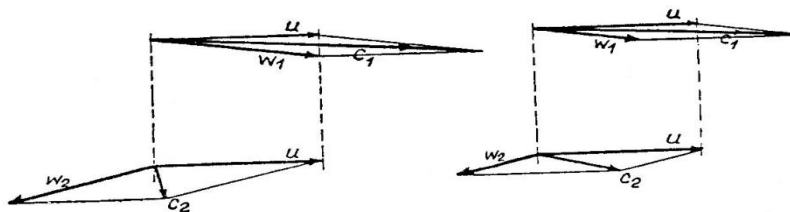
$$c_0 = \varphi \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad 5.37$$

а коефицијент брзине истицања φ не зависи од облика отвора, а донекле, ни од његове величине. То значи да брзина зависи скоро једино до пада H , а пад се при регулисању не мења.

Ова важна особина Пелтонове турбине утиче веома много на стабилност коефицијента корисног дејства турбине. Познато је, наиме, из хидраулике да величина отпора трења при протицању кроз исту цев зависи једимо од брзине кретања воде. Ако би брзина млаза c_0 знатно опала, онда би се улазни троугао променио, јер се обимска брзина и не мења (да би број обртаја n остао сталан, што је циљ регулисања), те би релативна улазна брзина w_1 морала опати. Како је:

$$w_2^2 = w_1^2 - \rho_2 \cdot c_0^2 \quad 5.38$$

то ће значи и излазна релативна брзина w_1 морати да се промени, што повлачи за собом и промену излазног троугла (слика 5.12), и доводи до неизбежног повећања брзине c_2 и смањења угла α_2 , који више не износи 90° . Последица свега била би повећање излазних губитака. Осим тога, улазни би се угао β_1 такође мењао и више се не би поклапао са улазним углом лопатице, те вода ступајући на лопатицу не би мењала правац постепено већ нагло, што би исто тако изазвало губитак енергије.



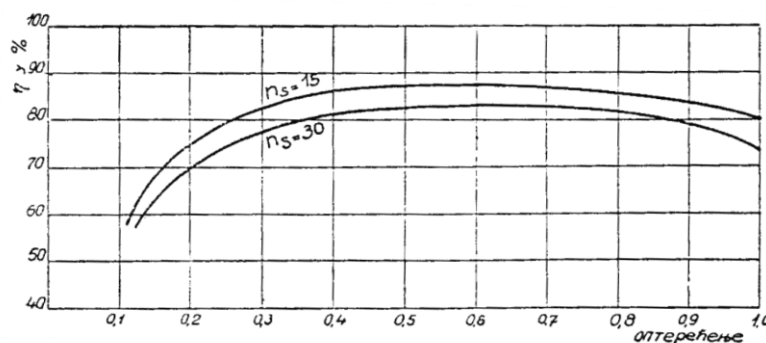
Слика 5.12 Улазни и излазни троугао; [2]

лево – при нормалном раду, десно – при смањеној улазној брзини

То значи да знатно смањење брзине млаза изазива повећање губитака, тј. опадање коефицијента корисности.

При регулисању, дебљина млаза се смањује или повећава, што такође има рђавих последица, без обзира да ли се брзина млаза променила. У одељку о кораку лопатице показано је да се корак одређује према доњој спољашњој ивици млаза. Ако се пречник млаза повећао, та је се ивица спустила, а растојање $A - B'$ смањило, те би повећаном млазу одговарао мањи корак. Исто тако промена пречника млаза има утицаја на положај сечице лопатице; сечица неће више стајати управно на млаз у средњем положају, чиме се погоршавају услови протицања и смањује се степен η .

Мењање степена η у зависности од оптерећења, приказано је на слици 5.13. Максимално оптерећење, максимална снага коју турбина може да да, означено је са 1, а остала оптерећења дата су као делови максималног. Види се да се η врло мало мења у широком опсегу промене оптерећења; почев од максималног па све до $1/4$ од максималног оптерећења. Степенкорисности η је још увек висок, захваљујући томе што се брзина млаза c_0 врло мало мења. Тек при оптерећењима мањим од $1/4$ од максималног, услови протицања се знатније погоршавају и η наглије опада.



Слика 5.13 Мењање степена корисности η у зависности од оптерећења [2]

Свака турбина има извесне карактеристичне величине, које омогућавају да се посматрана турбина упореди са другим турбинама истог или другог типа. Једна од најважнијих карактеристика турбине јесте њен специфичан број обртаја n_s . Тај број се израчунава по обрасцу:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{H \cdot \sqrt[4]{H}} \quad 5.39$$

Пелтонове турбине са једним млазником праве се за специфичне бројеве обртаја до $n_s = 30$, а најбољи степен корисног дејства имају када им је n_s у границама 12 до 15, као што је то испитивањима доказано. На слици 5.13 дате су криве двеју Пелтонових турбина и то за $n_s = 30$ и $n_s = 15$. Повољнији степен корисности η при $n_s = 15$ уочљив је са слике.

Ако из задатог броја обртаја турбине n , снаге P и пада H , по горњем обрасцу израчунати специфични број обртаја n_s износи више од 30, онда се проток који нам стоји на располагању мора поделити на два или више млазника. При томе се специфични број обртаја n_s повећава са $\sqrt{i}$, где је i број млазника. Ако би дати проток поделили на две посебне турбине и за сваку од њих добили рецимо $n_s = 20$, применом једног обртног кола са два млазника неће се специфични број обртаја целе турбине попети на $20 \cdot 2 = 40$, већ само до вредности $20 \cdot \sqrt{2} = 28,4$. На тај начин се при примени четири млазника ($i = 4$) може дозволити да се Пелтонова турбина изгради за:

$$n_{s_{\max}} = 30 \cdot \sqrt{i} = 30 \cdot \sqrt{4} = 60 \quad 5.40$$

За специфичне бројеве обртаја веће од 60, Пелтонове турбине се као неповољне не примењују, од $n_s = 60$ па даље, простире се поље примене Францисове и Капланове турбине.

5.6. Регулисање Пелтонове турбине

Брзина млаза износи $c_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ где је φ коефицијент брзине истицања. Количина воде која из млазника истиче сваке секунде – проток – рачуна се по обрасцу:

$$Q = S \cdot \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad 5.41$$

где је α коефицијент истицања, одређен као производ коефицијента контракције млаза μ и коефицијента брзине $\alpha = \mu \cdot \varphi$.

Са мерењем пресека S (површине уста млазника) мења се, дакле, и Q , а пошто је снага турбине зависна од протока, значи да снагу турбине можемо регулисати мењањем површине пресека истицања, тј. померањем копља улево и удесно.

Померање копља може се вршити ручно или помоћу регулатора. Механизам за ручно померање је прост; при крају копља нарезан је навој, а на самом крају помоћу четвртке наглављен је точак. Обртањем точка копље се уврће у фиксирану навртку и помера. Положај навртке може се подешавати завртњем којим је она учвршћена за тело уводне кривине. Пролаз копља кроз уводну кривину добро је заптивен због високог притиска који влада у цеви. Ручно регулисање примењује се само ако је оптерећење мање или више стално, а ако се оно колеба, мора се поставити аутоматски регулатор.

При промени оптерећења, мења се угаона брзина; при смањењу оптерећења, угаона брзина расте, а при повећању опада. Задатак је регулатора да се угаона брзина доведе на првобитну вредност, смањивши снагу турбине. При растерећењу турбине, угаона брзина ће (привремено, док регулатор не ступи у дејство) утолико мање порастити уколико је, са једне стране, замајни момент обртних делова већи, а са друге стране, уколико је краће време затварања, тј. уколико брже затварамо турбину. Пожељно је да се угаона брзина што мање мења, да привремено повећање угаоне брзине при растерећењу буде што мање. Да би се то постигло, могла би се повећати замајна маса обртних делова било у ротору генератора, било додавањем посебног замајца. Томе се, међутим, нерадо прибегава јер је то решење прилично скупо, већ се иде другим путем – тежи се да време затварања турбине буде што краће. На нагло растерећење турбине, регулатор реагује брзим померањем копља и затварањем млазника. Услед тога нагло порасте притисак у цеви, јављају се снажни водени удари (нарочито јаки код дугачких цевовода) који могу довести до прскања цеви. Да би се избегло ово непотребно и непожељно преоптерећење цеви, примењује се скретач млаза. Обртањем, скретач засеца у млаз тако да млаз удара у тело скретача уместо у лопатице, а услед нагиба тела скретача, млаз скреће непосредно у одводни канал. Снага турбине се мења, а при томе из млазника истиче иста количина воде. Због тога не могу у цевоводу настати водени удари при наглom растерећењу турбине. На овај начин, губи се много водне енергије коју односи скренути, потпуно неискоришћени млаз.

Да би се отклониле лоше стране оба система, тј. регулисања само помоћу копља или само помоћу скретача, примењује се комбиновано или двоструко регулисање. (слика 5.14). Скретач млаза 20 покренут од регулатора скреће водени млаз 2 у врло кратком времену (мање од једне секунде) тако да се обртном колу не доводи енергија. Скретач остаје у дејству све док се копље 5 не помери у положај који одговара смањеном оптерећењу. Време померања копља може се продужити по вољи, тако да лагано померање копља не изазива у цевоводу већи и наглији пораст притиска него што је дозвољен. На тај начин се при комбинованом регулисању скретач помера врло брзо, услед чега се замајни момент обртних маса не мора повећавати, а копље се помера полако, чиме су избегнути удари у цевоводу.

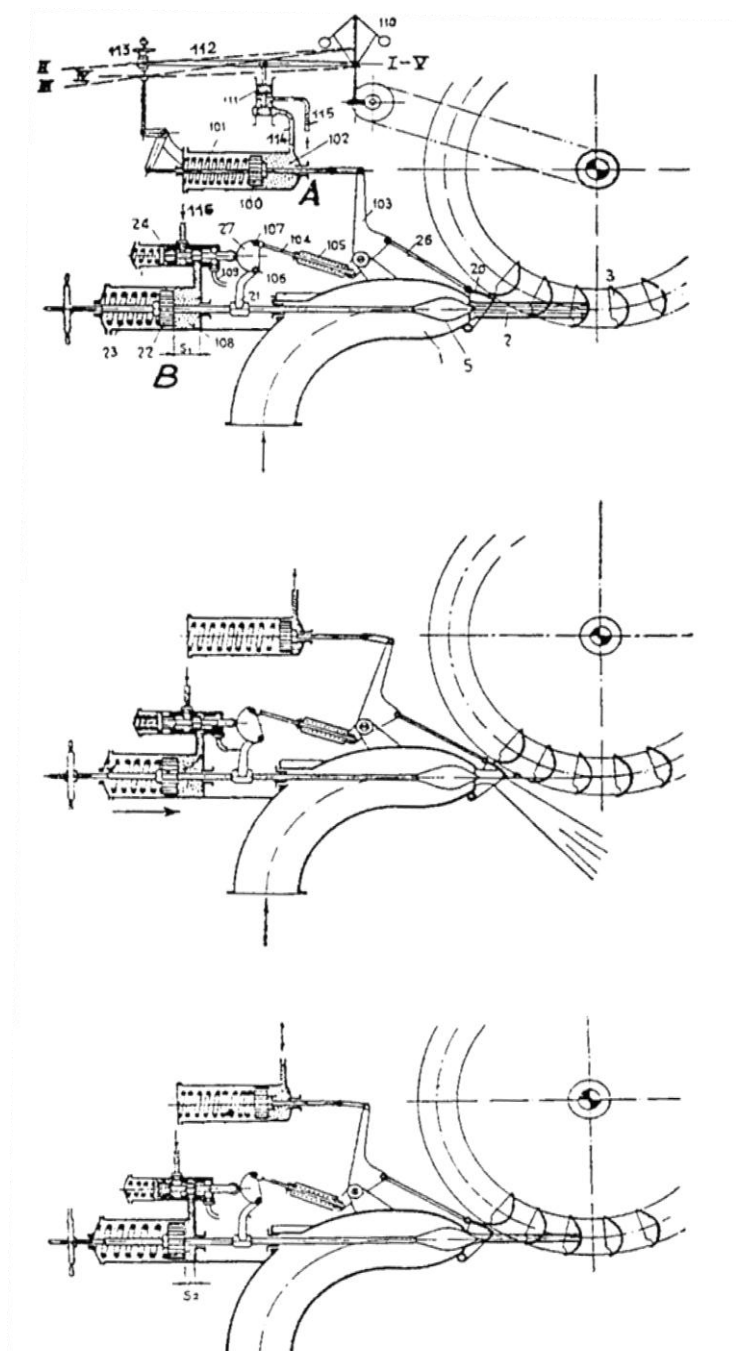
При постепеном повећању оптерећења споро померање копља не изазива никакве незгоде јер се при повећању оптерећења дозвољава већа привремена промена угаоне брзине него при растерећивању. Ако, међутим, агрегат добија нагла повећања оптерећења – ударце оптерећења – онда се повећање замајне масе не може избећи.

На слици 5.14 приказано је комбиновано регулисање Пелтонове турбине. У простору 102 (сервомотора А) налази се уље под притиском које, дејствујући на клип 100, одржава равнотежу са силом којом опруга 101 дејствује са друге стране клипа. Центрифугални регулатор 110 везан је преносом за вратило турбине. При повећању угаоне брзине турбине, регулатор се издиже и повлачи са собом полугу 112. Полуга 112 се онда окреће око зглоба 113, јер је тада зглоб непокретан пошто је механизмом полуга везан за клип 100 који се још увек налази у равнотежи. Због тога се издиже само

десни крај полуге 112 услед чега се издижу и клипови у разводном вентилу 111. Чим се доњи клип у вентилу 111 издигне толико да ослободи простор цеви 114, кроз ову цев одмах почне да отиче уље из простора 102 у резервоар, и притисак у простору 102 опадне. Опруга 101 у том моменту потисне клип 100 у десно, преко полуге 103 покрет се пренесе на полуку 26, скретац 20 ступа у дејство и скреће млаз потпуно или делимично (слика у средини). Полуга 103 има на другом крају зглоб за који је преко опруге 105 везана полуга 104 која се онда помера у лево. Полуга 104 потискује брегасту плочу 27, она се обрће око тачке 106 (која је везана за копље 5 и у том тренутку непокретна заједно са њим). Брегаста плоча 27 потискује клип у разводном вентилу 24, клип се помера, и уље из простора 108 (сервомотора *B*) истиче у резервоар кроз цев 109. Уље под притиском у простору 108 одржало је равнотежу са опругом 23, па пошто је притисак опао, опруга 23 ће потиснути клип 22 у десно и тиме померити копље и смањити излазни пресек млазника, односно пречник млаза.

Померањем копља 5 помера се и повратна полуга 21, па ће се брегаста плоча 27 обрнути око тачке 107. Клип у разводном вентилу 24 помера се услед тога у десно и поново затвара улазак уља из простора 108.

Чаура са опругом 105 спречава деформације полуге 104. Када је клип вентила 24 доспео у крајњи положај, полуга 103 (под дејством опруге 101) обрће се и даље сабија опругу 105. Због померања клипа 100 у десно, зглоб 103 спушта се, а тиме се спушта и клип у разводнику 111 док не затвори улаз уља из цеви 114. Опруга 101 потискује и даље клип 100, али је простор 102 затворен и притисак у њему расте тако да се успостави равнотежа. У том тренутку на горњи, дужи крак полуге 103 не дејствује више никаква сила, док на доњи, краћи ипак дејствује опруга 105, а такође и опруга разводника 24. Пошто је копље већ померено у простор 108 затворен од стране клипа 24 у разводнику, то ће тачка 106 бити непокретна, а под дејством опруге разводника 24, брегаста плоча 27 ће се обрнути око тачке 106 и потоскивати полуку 104. Последица свега тога биће враћање полуге 103 у првобитни положај.



Слика 5.14 Комбиновано или двоструко регулисање [2]

Како је угаона брзина у међувремену опала, то ће се центрифугални регулатор спустити и обрнути полугу 112 око зглоба 113, који је у нижем положају него раније јер се спустио при померању клипа 100 у десно. Полуга 112 која је била у положају III спустиће се и dospети у положај IV, чиме ће се доњи клип у разводнику 111 спустити испод средњег положаја и дати везу између простора 102 и уља под притиском у цеви 115. Због тога се дејству опруге 105 (преко полуге 103) на клип 100 придружује и уље под притиском, те ће се клип 100 вратити у првобитни положај (пре почетка регулисања), а тиме ће се и скретач 20 вратити у првобитни положај. Због померања клипа 20 у лево, издиже се зглоб 113 ка свом првобитном положају. Десни крај опруге 112 је непомичан (јер је угаона брзина већ постала нормална), те ће се издизати само њен леви крај, а полуга ће dospети у положај V, који је истоветан са првобитним

положајем I. Услед тога се доњи клип у разводнику 111 враћа у средњи положај и затвара везу простора 102 са уљем под притиском у цеви 115. Тиме се успоставља равнотежа између опруге 101 и притиска уља у простору 102, клип 100 се зауставља, полука 112 је опет у хоризонталном положају I, и регулисање је завршено.

Копље је остало у помереном положају, млаз је сада тањи, а све остало се вратило у првобитни положај и механизам је поново спреман да ступи у дејство.

При повећању оптерећења, дешава се обратно. Центрифугални регулатор се спушта, повлачи полуку 112, клип у разводнику 111 се такође спушта и тиме везује простор 102 са цеви 115. Уље под притиском долази из цеви 115, равнотежа се квари и клип 100 помера у лево јер је простор 102 још увек у вези са цеви 115. У равнотежном положају, уље у простору 102 је под мањим притиском јер се разводник 111 затворио пре него што се успоставила равнотежа између опруге 101 са једне и притиска у 102 (плус опруге 105 и 24) са друге стране. Полука 103 помера се у лево, 104 у десно, 27 такође, а за плочом 27 помера се и клип разводника 24 (под дејством опруге) у десно и из цеви 116 уље под притиском улази у простор 108, савлађује опругу 23 и копље се помера у лево – отвор млазника и дебљина млаза се повећавају. Скретач млаза наравно у овом случају не дејствује на млаз.

Плоча 27 израђена је у виду брега да би скретач био што мање удаљен од млаза, без обзира на положај копља, како би што пре ступио у дејство чим се турбина знатније растерети.

При малом растерећењу, скретач млаза не ступа у дејство, зато што се полука 103 помери онда врло мало у десно, што је недовољно да помери скретач, али је довољно да помери у лево плочу 27 и клип разводника 24, услед чега простор 108 добије везу са цеви 109 те притисак уља у 108 опадне, опруга 23 гура клип 22 у десно и копље притвара отвор млазника. Понови ли се опет мало растерећење, поступак је исти јер се у међувремену цео механизам вратио у првобитни положај. То значи да се при лаганом рестереживању регулисање врши у скоковима – регулатор даје, у размацима, слабе импулсе (недовољне да покрену скретач) који у скоковима померају копље.

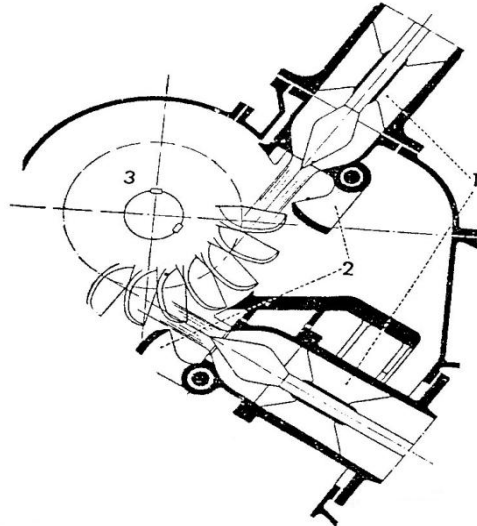
Код већих турбина не примењује се опруга 23 за затварање млазника јер је њена сила недовољна, већ на клип 22 и са друге стране дејствује уље под притиском. Ако је опруга 101 недовољна да помера скретач, онда се уместо ње пушта да дејствује вода под притиском из цевовода.

Код мањег регулационог рада, пумпре које даје уље сервомоторима А и В, обично имају заједнички погон. Код мањих турбина, оба сервомотора се могу спојити у један.

Регулисање турбине само помоћу копља примењује се када сразмерно велики цевовод напаја малу турбину чије се оптерећење врло мало мења. У том случају, скретач се не уграђује.

Регулисање само помоћу скретака долази у обзир кад постројења која немају могућности да сувишну воду акумулирају. У том случају примењује се скретач нарочитог облика, тзв. секач млаза (слика 5.15). Скретач млаза обично одвраћа цео млаз од лопатице, док секач отсеца мањи или већи део млаза и распрскава га, при чему преостали део млаза и даље дејствује на лопатице. Секач млаза засеца у млаз одоздо навише да одсечени део млаза при падању не би ометао нормално дејство преосталог неодсеченог дела. Скретач млаза креће се обрнуто – одозго наниже јер он скреће цео млаз одједном, а горњи скренути део млаза утиче да преостали део млаза скрене пре него што у њега доспе скретач, чиме се скраћује време потребно за скретање млаза – што је баш и пожељно. Угао за који треба скренути млаз обично није већи од 30°, а да

би се то постигло, довољно је да скретач зађе у млаз за свега 40% његовог пречника. Секач млаза, напротив, мора до краја да пресече млаз да би га целог скренуо; при томе је ход регулисања дужи, а секач и лопатице изложени већој корозији. Због тога се секач само изузетно примењује. Померање копља врши се у том случају ручно.



Слика 5.15 Пелтонова турбина са секачем млаза: [2]

1 – млазник, 2 – секачи, 3 – обртно коло

У истом циљу понекад се употребљава дифузор. У телу копља смештени су ножеви који се покрећу механизмом постављеним у унутрашњости копља. Када су ножеви извучени, у води настају вртлози те се млаз лепезасто шири. Тада до лопатице допире само мали део млаза.

5.7. Извођење Пелтонове турбине

Пелтонове турбине изводе се на више начина, који се међусобно разликују по полагању вратила, по броју млазника и по броју обртних кола.

Ако се вода подели на више млазника, добија се већа угаона брзина турбине, а тиме и јефтинији генератор. Број млазника се не може много повећавати јер између њих мора постојати извесан размак тако да млаз следећег млазника ступа на лопатицу тек када је задња кап претходног млаза напустила лопатицу. Осим тога, број млазника је ограничен још и њиховим положајем јер вода која истиче из лопатице не сме да пада на точак или да смета млазевима из осталих млазника. Због повећања броја млазника, довод воде у млазнике је гломазнији и заузима више места услед чега поскупљује турбина.

Да би се добио што јефтинији генератор, угаона брзина турбине треба да је што већа, а то се обично изводи при већим обимним брзинама. У одељку о коефицијенту корисности и карактеристикама турбине, види се да је најповољнија обимска брзина:

$$u = \frac{c_0}{2} \quad 5.42$$

тј, да се из истог пада добија највећа снага када је обимска брзина једнака половини брзине млаза. Повећање обимске брзине и преко ове вредности могуће је само ако турбина није потпуно оптерећена; ако се генератор гради за мању снагу него што је она која одговара датом паду, тј. ако не корситимо цео пад. У том случају ће се постићи већа угаона брзина него при $u = \frac{c_0}{2}$, а тиме и јефтинији генератор, али ће турбина радити са врло рђавим коефицијентом корисности и давати знатно мању снагу. Остаје једино да се повећа обимска брзина и повећавајући бзину млаза c_0 . Пошто брзина млаза c_0 зависи од пада према обрасцу:

$$c_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h \cdot H} \quad 5.43$$

закључује се да Пелтонову турбину треба користити на што већим падовима да би се постигле веће обимске брзине, односно већа угаона брзина, а тиме појефтињење генератора.

Код великих падова, турбина са једним млазником (најједноставнија и најјефтинија) обично даје довољно високу угаону брзину. Код мањих падова то није случај, већ се примењују турбине са више млазника, а појефтињење генератора на рачун поскупљења турбине обично даје повољне економске резултате.

Из сличних разлога долази и до примене више обртних кола на истом вратилу.

Пелтонове турбине граде се скоро искључиво са хоризонталним вратилом, а само изузетно и код великих снага имају вертикално вратило.

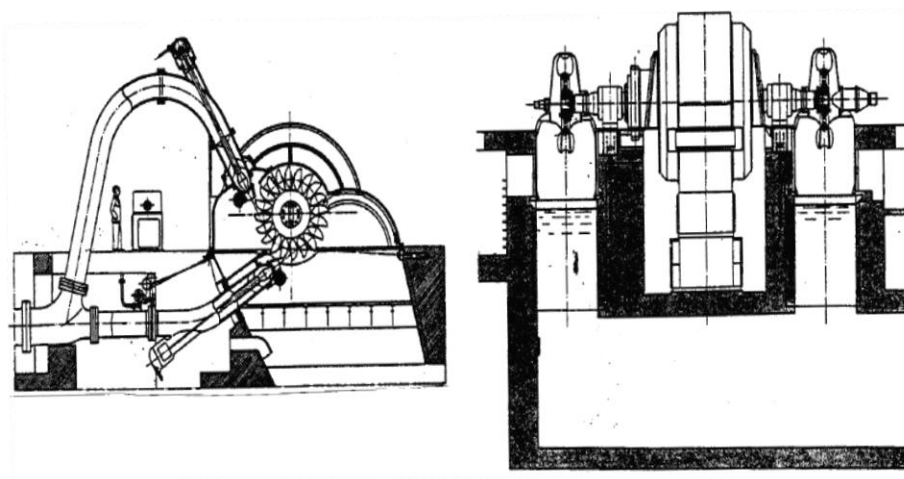
➤ Турбине са хоризонталним вратилом

Код ових турбина број млазника не може бити већи од два јер би сметали један другом. Ако прорачуни показују да је повољно применити више млазника, онда се граде турбине са два или три обртна кола, тако да на свако од њих дејствују по два млазника. Према томе, хоризонталне Пелтонове турбине могу бити: [2]

- са једним млазником,
- са два млазника,
- са два обртна кола и $2 \cdot 2$ млазника,
- са три обртна кола и $3 \cdot 2$ млазника.

Уствари постоје свега два типа хоризонталних турбина – са једним и са два млазника – јер се турбине са два и три обртна кола у конструктивном погледу не разликују од турбине са једним обртним колом – оне изгледају као да су две или три исте турбине слепљене једна уз другу (то показује и њихов назив; зову се двојне или тројне турбине).

На мањим падовима двојне и тројне турбине дају исту снагу, а имају већу угаону брзину. Код ових турбина оклоп има најмање три дела. Зид оклопа кроз који пролазе уводне кривине појачан је да би могао да прими знатно већу реакциону силу водених млазева. У висини горњег млазника, на оклопу се налазе поклопци који омогућују преглед горњих млазника.



Слика 5.16 Попречни пресек хоризонталне Пелтонове турбине са два радна кола и две млазнице на сваком колу [5]

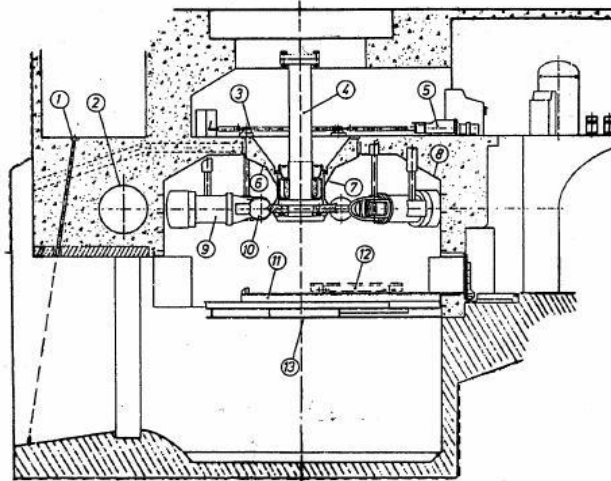
➤ Турбине са вертикалним вратилом

Велике турбине са више млазника изводе се често као турбине са вертикалним вратилом. У том случају турбина има само једно обртно коло са 2 или 4 млазника. Сискови су распоређени тако да њихови млазеви заклапају угао од 180° (ако су два млазника) или 90° (ако их има четири). Доводна цев која напаја четири млазника обавијена је око оклопа. Пресек цеви се постепено смањује и услед тога се вода равномерно распоређује сисковима.

Оклоп који се прави из више делова засвођен је изнад лопатица и у доњи канал одводи воду која је истекла из лопатица. Демонтирање обртног кола може се обавити било његовим дизањем, било спуштањем. Сва четири скретача млаза покреће један заједнички клип. Испред сваког млазника налази се и један хватач воде који спречава да лопатице одбацују заосталу воду на следећи млаз, што би млазеве ометало у раду. Ради бржег заустављања турбине постављен је један кочиони сисак.

Генератор се поставља или на посебан под изнад турбине, или на носач који се ослања на појачани оклоп. Радијално лежиште поставља се у близини точка обртног кола, а преко посебних носача ослања се такође на оклоп. Аксијално лежиште је постављено изнад генератора и преко оквира статора ослоњено је на постоље турбине.

Лежишта се прорачунавају и за несиметрична оптерећења, тј. када не раде сви сискови.



Слика 5.17 Вертикална вишемлазна Пелтонова турбина, вертикални пресек [5]

1 – цеви 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

6. Експериментална анализа Пелтонове турбине

6.1. Опис лабораторијског постројења

За одређивање експерименталних карактеристика једне Пелтонове турбине коришћен је едукативни лабораторијски модел ове турбине (FME 16) као део дидактичне хидрауличне лабораторије произвођача EDIBON (хидраулички сто FME 00).



Слика 6.1 Пелтонова турбина (на којој су вршени експерименти)

Пелтонова турбина FME 16 (слика 6.1) представља минијатурни модел реалне турбине. Она садржи копље које омогућава регулисање протока. Да би се лакше уочило кретање лопатица у самој турбини, кућиште турбине је израђено од транспарентног материјала. Приближне димензије турбинског склопа су $750 \times 400 \times 750$ mm, а маса постројења са слике 6.1 износи око 15 kg. Турбина садржи радно коло са 16 лопатица. Номинални опсег рада турбине је од 0 – 2000 o/min, при чему је обртни момент 0,3 Nm што одговара показивању разлике сила на динамометру од 10 N.

На улазу у турбину смештен је манометар (слика 6.2) мерног опсега 0 – 2,5 bar који омогућава мерење притиска на излазу из млазника.



Слика 6.2 Манометар

Оптерећења турбине је могуће варирати механичком кочницом (слика 6.3), при чему се за мерење обртног момента користе два динамометра (силе које мере су F_1 и F_2). Динамометри су једним крајем везани за кочницу, а другим текстилном траком за замајац вратила полупречника 30 mm.



Слика 6.3 Механичка кочница са два динамометра

За мерење угаоне брзине вратила турбине користи се оптички тахометар (слика 6.4).



Слика 6.4 Оптички тахометар

Проток воде на излазу из турбине одређује се директним методом, прикупљањем воде у мензуре запремине $V = 30 \text{ l}$ мерењем времена $t \text{ [s]}$ које је потребно да се напуни та запремина, при чему је:

$$Q = \frac{V}{t} \quad [\text{l/s}] \quad 6.1$$

6.2. Експериментално мерење

На експерименталном станду описаном у претходном поглављу изводиле су се две врсте експеримента.

Први експеримент се изводио при константној угаоној брзини ($n = \text{const}$), при чему су мерени и израчунавани обртни момент M , механичка снага P_m , проток Q , притисак на улазу p , хидрауличка снага P_h и степен корисности η .

Други експеримент се изводио при константном притиску на улазу у турбину ($p = \text{const}$), при чему су мерени и израчунавани угаона брзина n , обртни момент M , механичка снага P_m и степен корисности η .

Оба експеримента су обављена за два положаја копља. Први положај (положај 1) је био за потпуно отворен млазник (када је пречник млаза највећи), а други (положај 2) за произвољан положај (за оба експеримента исти).

6.2.1. Експерименталне карактеристике при константној угаоној брзини

У табелама 6.1 и 6.2 приказани су резултати мерења експерименталних карактеристика при константној угаоној брзини ($n = 750 \text{ o/min}$).

Табела 6.1 Резултати мерења при константној угаоној брзини (положај 1)

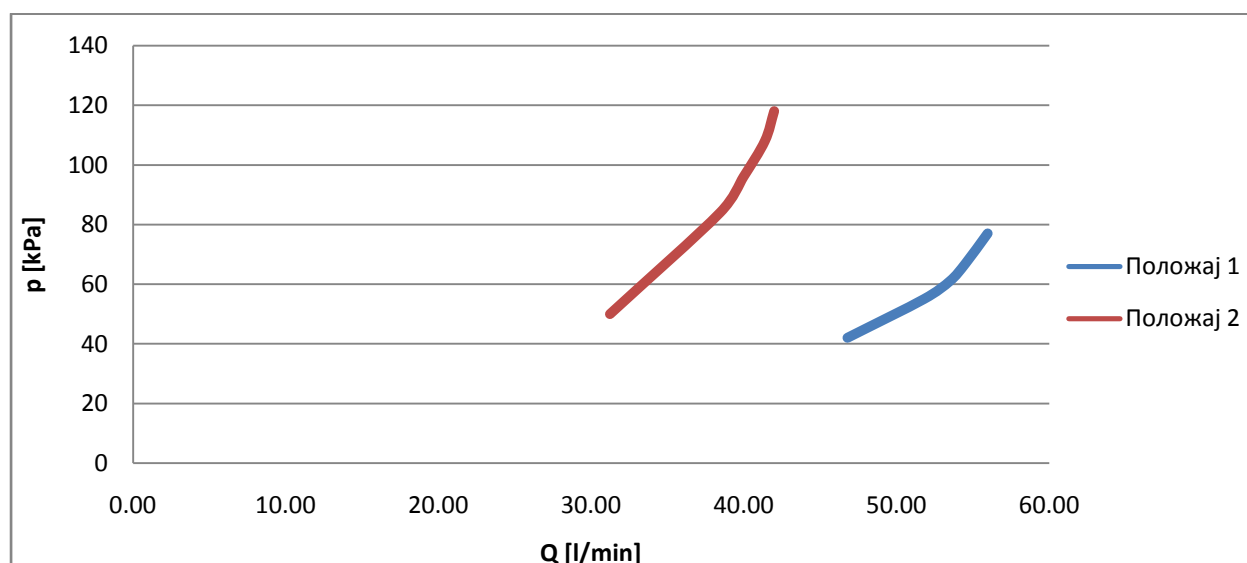
F_1 [N]	F_2 [N]	M [Nm]	P_m [W]	t [s]	Q [l/min]	p [kPa]	P_h [W]	η [-]
2	5.4	0.1	8.01	38.48	46.78	42	32.76	0.24
2	7.8	0.17	13.66	34.75	51.8	55	47.5	0.29
2	9	0.21	16.49	33.65	53.49	61	54.4	0.30
2	10.1	0.24	19.08	33.01	54.53	67	60.91	0.31
2	11.2	0.28	21.68	32.16	55.97	77	71.85	0.30

Табела 6.2 Резултати мерења при константној угаоној брзини (положај 2)

F_1 [N]	F_2 [N]	M [Nm]	P_m [W]	t [s]	Q [l/min]	p [kPa]	P_h [W]	η [-]
0.9	4.3	0.10	8.01	57.63	31.23	50.0	26.04	0.31
1.8	10.3	0.26	20.03	46.82	38.45	84.0	53.84	0.37
2.1	11.8	0.29	22.85	45.02	39.98	96.0	63.99	0.36
2.2	13.2	0.33	25.92	43.50	41.38	108.0	74.51	0.35
2.5	14.2	0.35	27.57	42.87	41.99	118.0	82.60	0.33

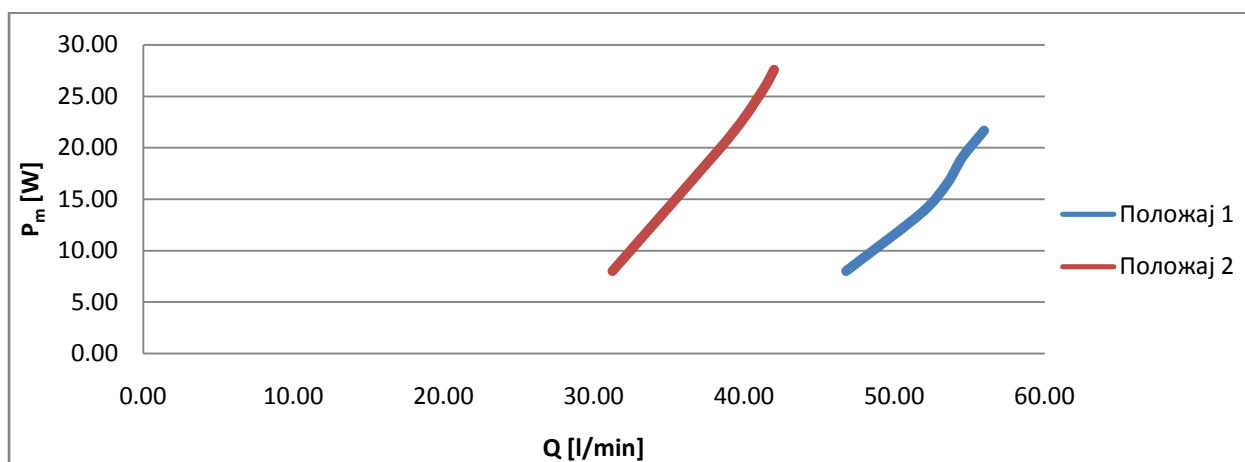
На дијаграму 6.1 приказана је крива зависности притиска на улазу у турбину од протока при положају 1 (плава) и положају 2 (црвена). За исти притисак на улазу у турбину већи је проток при потпуно отвореном малзнику (копље у положају 1).

Дијаграм 6.1 Крива зависности притиска на улазу у турбину од протока

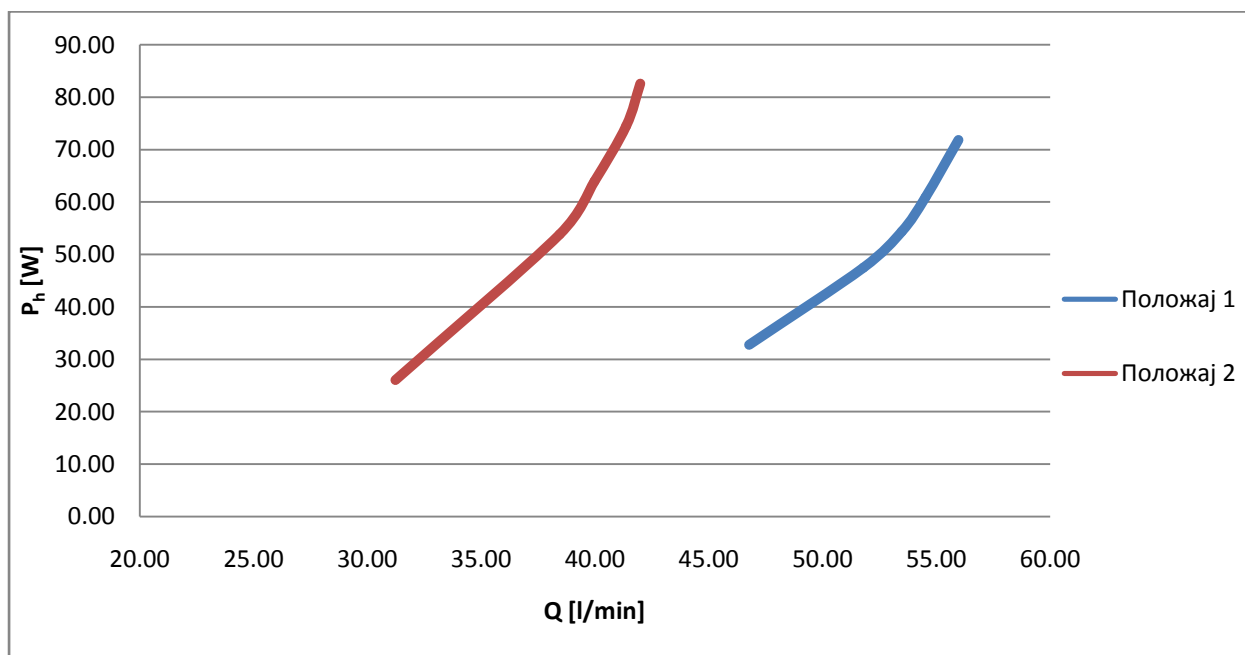


На дијаграмима 6.2 и 6.3 приказане су промена механичке и хидрауличне снаге са променом протока кроз турбину. Примећује се да се остварује већа механичка/хидраулична снага при истом протоку уколико се копље постави у положај 2, односно ако се смањи отвор кроз који вода улази у радно коло. У случају када је отвор у млазнику пригушен, потребан је већи притисак на улазу да би се остварио исти проток, па су и последично хидрауличка и механичка снага у том случају веће.

Дијаграм 6.2 Зависност механичке снаге од протока кроз турбину

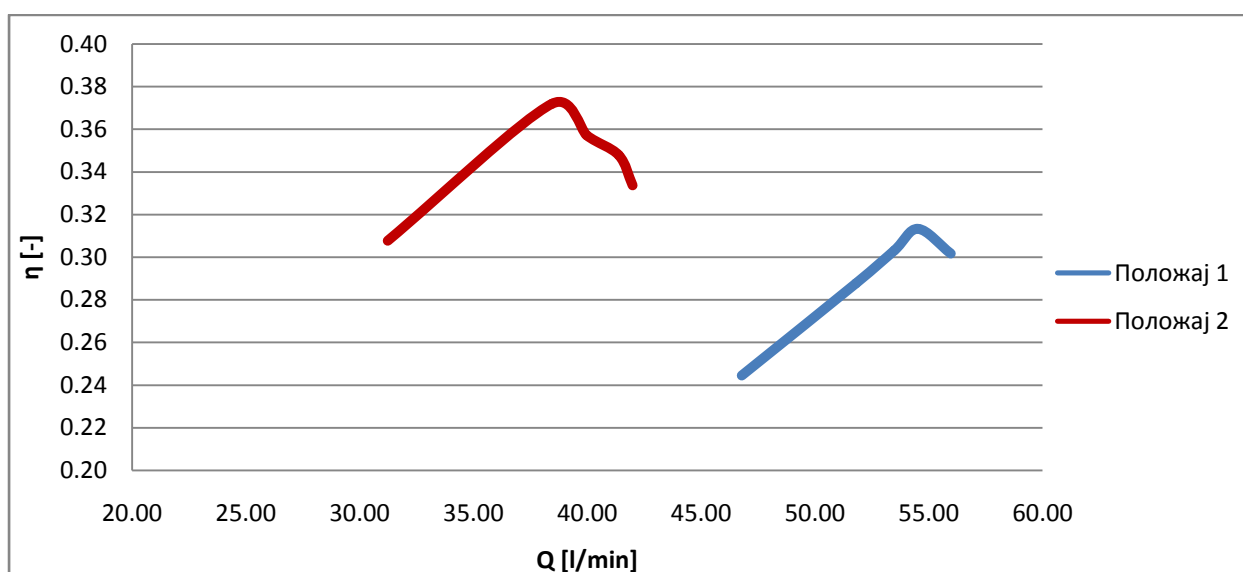


Дијаграм 6.3 Зависност хидрауличне снаге од протока кроз турбину



На дијаграму 6.4 приказана је промена степена корисности са променом протока при константној угаоној брзини радног кола за два положаја копља. Вредности степена корисности су ниже од очекиваних јер се ради о лабораторијском едукативном училу. Међутим, тренд промене степена корисности са променом протока се поклапа са трендом промене који се уочава код изведених решења. [7]

Дијаграм 6.4 Зависност степена корисности од протока кроз турбину



6.2.2. Експерименталне карактеристике при константном притиску

Док је у првом мерењу угаона брзина одржавана константном, у другом мерењу је притисак био константан, а угаона брзина је варијала.

У табелама 6.3 и 6.4 приказани су резултати мерења експерименталне карактеристике при константном притиску (положај 1 и положај 2). При положају копља 1 проток је износио $Q = 52.8 \text{ l/min}$, а притисак $p = 70 \text{ kPa}$, док је при положају копља 2 проток био $Q = 46.83 \text{ l/min}$, а притисак $p = 115 \text{ kPa}$. Према томе, у оба случаја хидраулична снага је била константна. При положају 1, износила је $P_h = 61.62 \text{ W}$, а при положају 2 $P_h = 89.78 \text{ W}$.

Табела 6.3 Резултати мерења при константном притиску (положај 1)

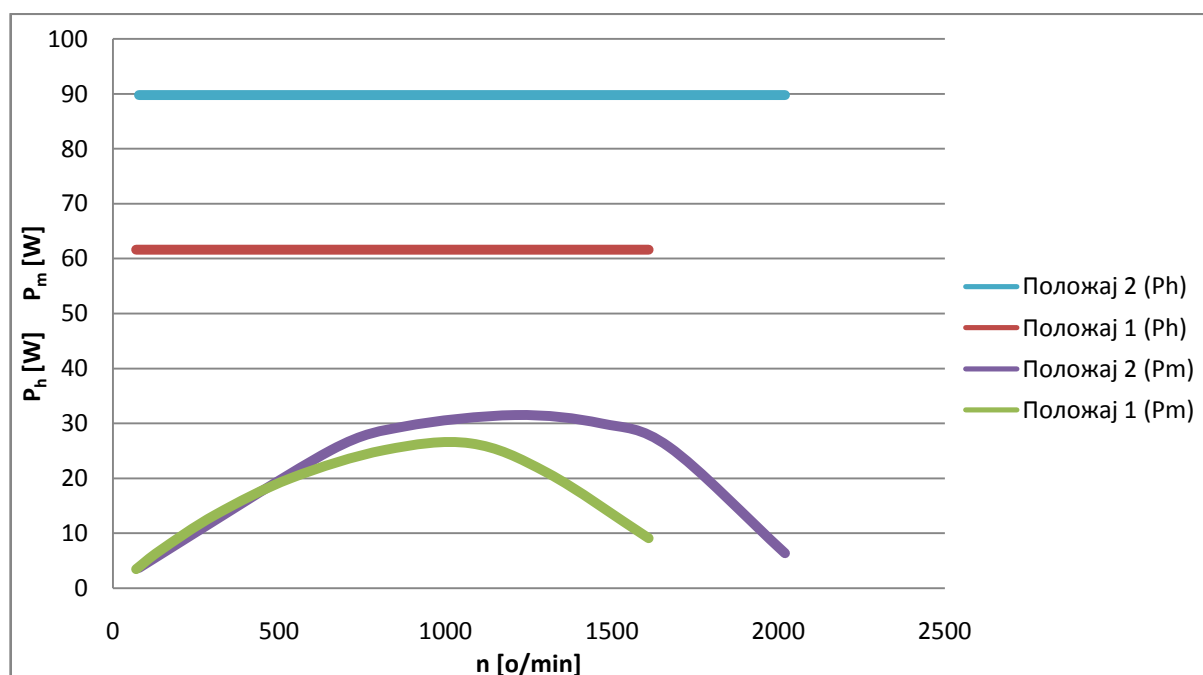
n [o/min]	F_1 [N]	F_2 [N]	M [Nm]	P_m [W]	η [-]
1610	0.0	1.8	0.05	9.10	0.15
1307	1.0	6.1	0.15	20.94	0.34
1075	1.5	9.3	0.23	26.34	0.43
816	2.0	11.8	0.29	25.12	0.41
536	2.5	14.4	0.36	20.04	0.33
309	2.5	16.3	0.41	13.40	0.22
142	2.5	17.9	0.46	6.87	0.11
70	2.5	18.3	0.47	3.47	0.06

Табела 6.4 Резултати мерења при константном притиску (положај 2)

n [o/min]	F_1 [N]	F_2 [N]	M [Nm]	P_m [W]	η [-]
2020	0.0	1.0	0.03	6.35	0.07
1671	1.0	5.9	0.15	25.72	0.29
1468	1.5	8.0	0.20	29.97	0.33
1208	2.0	10.3	0.25	31.50	0.35
875	2.5	13.2	0.32	29.41	0.33
654	3.0	15.2	0.37	25.06	0.28
78	3.0	18.0	0.45	3.68	0.04

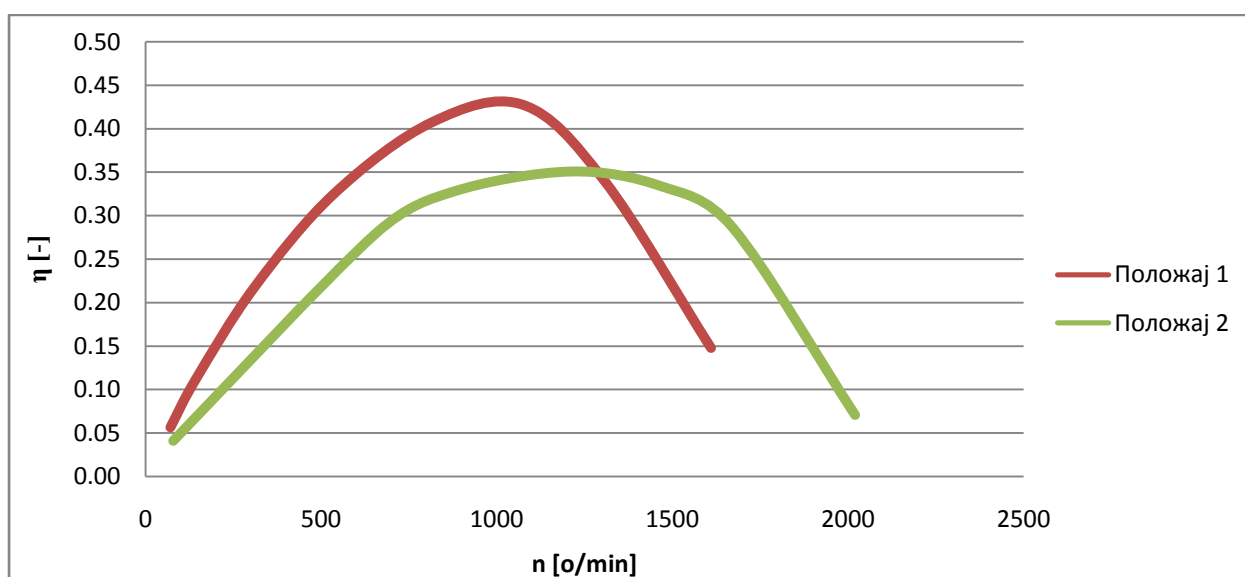
На дијаграму 6.5 приказана је промена механичке и хидрауличке снаге у функцији од угаоне брзине. При истој угаоној брзини остварује се већа механичка и хидраулична снага ако се копље налази у положају 2, односно ако је млазница пригушена, јер су у овом положају већи притисак на улазу и проток кроз турбину.

Дијаграм 6.5 Промена механичке и хидрауличке снагеу функцији од угаоне брзине



На дијаграму 6.6 приказана је зависност степена корисности од угаоне брзине. Са дијаграма се примећује да ће се већа вредност максималног степена корисности остварити при положају 1, односно када је млазница потпуно отворена. Такође, са дијаграма се може приметити да је при мањој угаоној брзини степен корисности већи за положај 1, односно потпуно отворену млазницу, а при већим угаоним брзинама (већим од 1.300 o/min) за положај 2.

Дијаграм 6.6 Степен корисности



7. Закључак

Размена енергије између радне течности и радног кола у акцијској хидрауличној турбини остварује се на рачун кинетичке енергије млаза који истиче из једног, или више, млазника и напада лопатице радног кола које су равномерно распоређене по његовом обиму. Посебно је карактеристично да се интензитет брзине флуидних делића млаза у току интеракције са лопатицама занемарљиво мења и да је притисак у млазу приближно константан.

Типичан репрезент и највише коришћена акцијска турбина је Пелтонова турбина, чије функционисање и принципи дејства су анализирани у овом раду.

Коришћењем лабораторијског едукативног модела могу се одређивати карактеристике турбинског постројења са Пелтоновом турбином. У раду је обављено експериментално одрђивање параметара механичке и хидрауличне снаге при два различита карактеристична радна режима турбине: при константној угаоној брзини вратила радног кола и при константном паду притиска кроз турбину.

Степен корисности при овим експериментима је нижи од очекиваних вредности које се срећу код функционалних модела, јер се ради о лабораторијском едукативном училу, али промена степена корисности одговара физичком карактеру проблема.

8. Литература

- [1] <http://www.eps.rs/Lat/Article.aspx?lista=Sitemap&id=86>, приступљено јуна 2014. год.
- [2] Јаћим Перић: *Хидраулични мотори и постројења*, Знање, Београд, 1952. год.
- [3] Душан Гордић: Скрипта, *Обновљиви извори енергије 2*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2013. год.
- [4] Лазар Лазаревић: *Електране и разводна постројења*, Техничка књига, Београд, 1969. год.
- [5] Rama Gorla, Aijaz Khan: *Turbomachinery – Design and theory*, Cleveland State University, Cleveland, U.S.A, 2003. год.
- [6] Богдан Ристић, Драгица Миленковић: *Мале хидроелектране – водне турбине*, Научна књига, Београд, 1996. год.
- [7] Милун Бабић, Светислав Стојковић: *Турбомашине – теорија и математичко моделирање*, Машински факултет Крагујевац, 1997. год.
- [8] Adam Harvey: *Micro – hidro design manual*, Intermediate Technology Publications, 1993. год.
- [9] Лука Ујевић, Зијада Бунтић: *Електране*, Школска књига, Загреб, 1993. год
- [10] Драгутин Хорват: *Водне турбине*, Техничка књига, Загреб, 1955. год.
- [11] Rama Gorla, Aijaz Khan: *Turbomachinery – Design and theory*, Cleveland State University, Cleveland, U.S.A, 2003. год.