

Пумпе као турбине, прерачунавање радних карактеристика

Pumps as Turbines, Conversion of Performance Characteristics

Невена Тот Петин, Факултет техничких наука, Нови Сад

Машинство – ЕНЕРГЕТИКА И ПРОЦЕСНА ТЕХНИКА

Кратак садржај – У овом раду је извршена анализа и поређење неколико метода, познатих из стручне литературе, које омогућавају прерачунавање радних карактеристике пумпи у радне карактеристике које би те машине имале када би радиле у турбинском режиму. Резултати прорачуна турбинских радних карактеристика за једну једноступену и једну двострујну пумпу упоређени су са доступним, стварно измереним турбинским карактеристикама те две пумпе. У уводном делу рада приказане су теоријске основе рада пумпи и турбина и детаљно су објашњене изабране методе прерачунавања пумпних радних карактеристика у турбинске.

Кључне речи (три до пет): пумпе, хидрауличне турбине, радне карактеристике, закони сличности

Abstract – This thesis analyses and compares several methods, known from the professional literature, that enable the conversion of pump operating characteristics into operating characteristics these machines would have if they were operating in turbine regime. The results of the calculation of turbine operating characteristics for one single-stage and one split-case pump are compared with the available, actually measured turbine characteristics of these two pumps. The introductory part of the thesis presents the theoretical background of the operation of pumps and turbines and explains in detail the selected methods for conversion of pump performance characteristics into turbine characteristics.

Keywords: Pumps, hydraulic turbines, performance characteristics, affinity laws

НАПОМЕНА: Овај рад проистекао је из мастер рада чији ментор је био др Слободан Ташин, ванр. проф.

1. УВОД

Тема овог мастер рада је анализа проблема прерачунавања радних карактеристика центрифугалних пумпи у радне карактеристике које би те машине имале у турбинском режиму рада. Због једноставније конструкције и нижих трошкова у односу на турбине, центрифугалне пумпе представљају економски оправдану алтернативу, посебно у примени код малих хидроелектрана. У оквиру рада, анализирају се две методе, познате из

стручне и научне литературе, које омогућавају прерачунавање пумпних радних карактеристика у турбинске. Обе методе примењене су на једну једноступену и једну двострујну центрифугалну пумпу, а затим су се добијени резултати поредили са доступним измереним турбинским карактеристикама тих пумпи.

Пумпе представљају хидрауличне машине које служе за размену енергије између флуида и механичког система. Оне претварају механичку енергију у хидрауличну енергију, тако што повећавају притисак и омогућавају да се течност креће кроз систем.

Пумпе које раде као турбине се најчешће користе у малим хидроелектранама.

Мале хидроелектране могу играти изузетно значајну улогу када је реч о руралним подручјима и у енергетској ситуацији земаља у развоју. Турбина као примарна машина хидроелектране представља велики инвестициони трошак, који је тешко оправдати када је реч о малим хидроелектранама. Из тог разлога, једна од економски повољнијих могућности су пумпе које раде у турбинском режиму.

Постоји више метода које су се развијале кроз деценије и оне омогућавају да се изврши прорачун за добијање радних карактеристика пумпе као турбине. У најчешћем случају, ове методе као решење имају само тачку најбоље ефикасности.

У овом раду је приказано неколико постојећих метода, као и њихове међусобне разлике. Рад је структуриран тако да је, након увода, у другом поглављу рада дат преглед теоријских основа, док се у трећем поглављу описују методе за прерачунавање радних карактеристика. У четвртном поглављу је дат прорачун преко две одабране методе, које дају радне криве пумпе у турбинском режиму рада. Резултати су приказани у виду дијаграма, као зависност напора од протока и зависност снаге од протока. На основу тога, извршено је њихово међусобно поређење, са циљем сагледавања одступања у добијеним решењима за исте пумпе при примени различитих метода. На крају, у петом поглављу је дат закључак рада.

2. МЕТОДЕ

Како су пумпе као турбине почеле да се користе пре неколико деценија, многи научници су се бавили њиховим проучавањем. Данас имамо многобројне методе које се користе при прорачунима

Неке од метода које се користе, односе се само на тачку најбоље ефикасности пумпе и њено превођење у

турбински режим, док друге методе (које су доста ређе) омогућавају да се цела карактеристика пумпе прерачуна и прикаже како би изгледао њен рад када би се одабрана пумпа користила као турбина.

2.1. Добијање тачке најбоље ефикасности

Тачка најбоље ефикасности турбине представља радни режим где турбина остварује максимални степен ефикасности. Турбина тада ради са минималним губицима енергије. Одступање од ове тачке значи да турбина ради са превеликим или премалим оптерећењем и на тај начин се смањује њена ефикасност. Њена вредност се добија преко следећих формула:

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{0,8}^{0,8}} \quad (1)$$

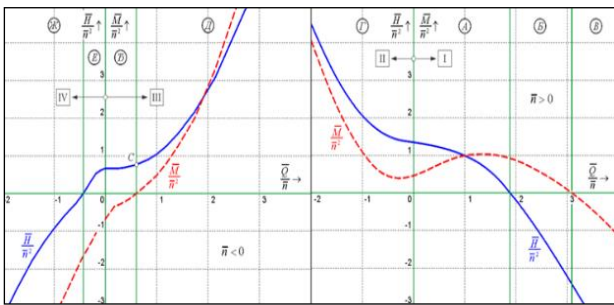
$$H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{1,2}^{1,2}} \quad (2)$$

$$\eta_t = \eta_{bep} \quad (3)$$

2.2. Метода четвороквадратног дијаграма

Четвороквадратни дијаграм представља графички приказ свих радних режима једне пумпе у координатном систему у коме су осе дефинисане знаком и величином протока и брзине обртања, односно еквивалентно знаковима снаге и момента. На овај начин обухваћени су како номинални, тако и нестандартни и прелазни режими рада пумпе.

Значај четвороквадратног дијаграма огледа се у томе што омогућава свеобухватну анализу понашања пумпи и турбина, укључујући покретање, заустављање, рад пумпе као турбине. Због тога овај дијаграм представља важан алат у анализи динамике система и пројектовању поузданих хидрауличних и хидроенергетских постројења.



Слика 1. Четвороквадратни радни дијаграм

Приликом прорачуна који се врше преко ове методе, користе се такозване значајце. Значајце представљају бездимензијске функционалне зависности између карактеристичних величина и радних параметара. Кориштене су значајце протока, напора, снаге и момента. Њихове формуле су:

$$\bar{\varphi} = \frac{\bar{Q}}{\bar{n}} \quad (4)$$

$$\bar{\psi} = \frac{\bar{H}}{\bar{n}^2} \quad (5)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\bar{P}}{\bar{n}^3} \quad (6)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\bar{M}}{\bar{n}^2} \quad (7)$$

Коришћење четвороквадратног дијаграма није најбоље решење пошто његове карактеристике иду у бесконачно. Због тога се уводе нови параметри и Сјутеров дијаграм.

Параметар F_t се рачуна као:

$$F_t = \frac{\bar{\lambda}}{1 + \bar{\varphi}^2} \quad (8)$$

Параметар F_h се рачуна као:

$$F_h = \frac{\bar{\psi}}{1 + \bar{\varphi}^2} \quad (9)$$

Номинални степен корисности за изабрану пумпу се може израчунати помоћу следеће формуле:

$$\eta_0 = \frac{g \cdot H_0 \cdot Q_0}{P_0} \quad (10)$$

Сређивањем датих израза преко зависности $F_h = F_h(\theta)$, $F_t = F_t(\theta)$ и n_{sq} и табеларних вредности, могуће је добити коначне формуле за израчунавање протока, напора и снаге које гласе:

$$Q = \bar{\varphi} \left(\frac{n}{n_0} \right) Q_0 \quad (11)$$

$$H = \bar{\psi} \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 H_0 \quad (12)$$

$$P = \bar{\lambda} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 P_0 \quad (13)$$

Сада је могуће нацртати радну карактеристику пумпе и турбине, користећи ове формуле.

2.3. Чапалазова метода

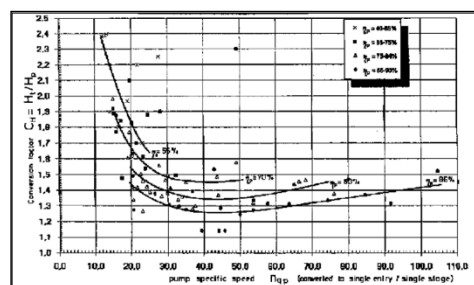
Ова метода користи скроз другачији принцип анализирања и конверзије пумпе у турбински режим рада. Најпре је неопходно одредити номиналну брзину турбине преко формуле:

$$n_{nt} = 1,03 n_{st} \quad (14)$$

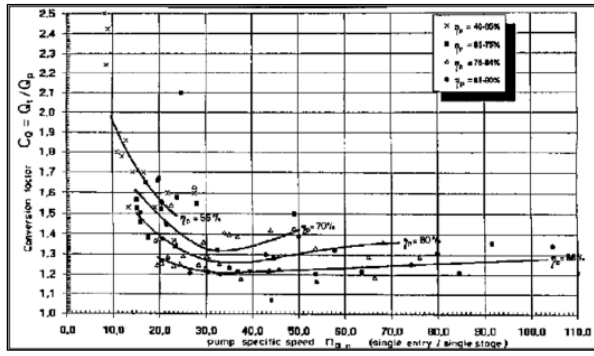
Како би се дошло до неопходних емпиријских фактора конверзије и карактеристика турбине, прво треба да се одреди специфичну брзину пумпе:

$$n_{qpi} = n_p \frac{\sqrt{\frac{Q_{np}}{1000}}}{H_{np}^{3/4}} \quad (15)$$

Фактор конверзије CH и CQ се добијају на основу специфичне брзине обртања пумпе и степена ефикасности. Њихове вредности се очитавају са дијаграма који су дати на слици 2 и слици 3.



Слика 2. Фактор конверзије CH [1]



Слика 3. Фактор конверзије CQ [1]

Напор и проток пумпе при брзини обртања турбине је могуће израчунати преко формула:

$$H_{np,np} = \left(\frac{n_p}{n_{nt}}\right)^2 H_{np,nt} \quad (16)$$

$$Q_{np,np} = \frac{n_p}{n_{nt}} Q_{np,nt} \quad (17)$$

Област конверзије за напор и проток се одређује у интервалима минималних и максималних вредности ових коефицијената. Минимална вредност се добија као 90% а максимална вредност као 110% одабраног фактора конверзије.

Након тога, потребно је одредити минималне и максималне вредности номиналних напора и протока. При номиналној брзини обртања пумпе се рачунају као:

$$H_{ntmax,np} = C H_{max} H_{np} \quad (18)$$

$$H_{ntmin,np} = C H_{min} H_{np} \quad (19)$$

$$Q_{ntmax,np} = C Q_{max} Q_{np} \quad (20)$$

$$Q_{ntmin,np} = C Q_{min} Q_{np} \quad (21)$$

При номиналној брзини обртања турбине, формуле добијају облик:

$$H_{ntmin,nt} = \left(\frac{n_{nt}}{n_p}\right)^2 H_{ntmin,np} \quad (22)$$

$$Q_{ntmin,nt} = \frac{n_{nt}}{n_p} Q_{ntmin,np} \quad (23)$$

$$H_{ntmax,nt} = \left(\frac{n_{nt}}{n_p}\right)^2 H_{ntmax,np} \quad (24)$$

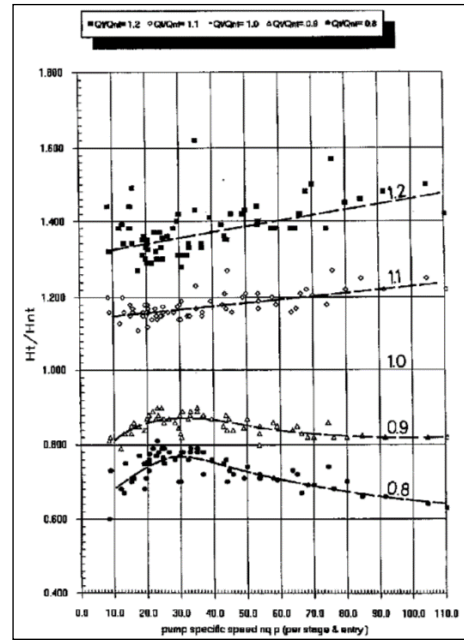
$$Q_{ntmax,nt} = \frac{n_{nt}}{n_p} Q_{ntmax,np} \quad (25)$$

Хидрауличка снага се такође рачуна у минималним и максималним интервалима. Вредности параметара унутар формуле за снагу се уносе за максимум или минимум, у зависности који се интервал рачуна

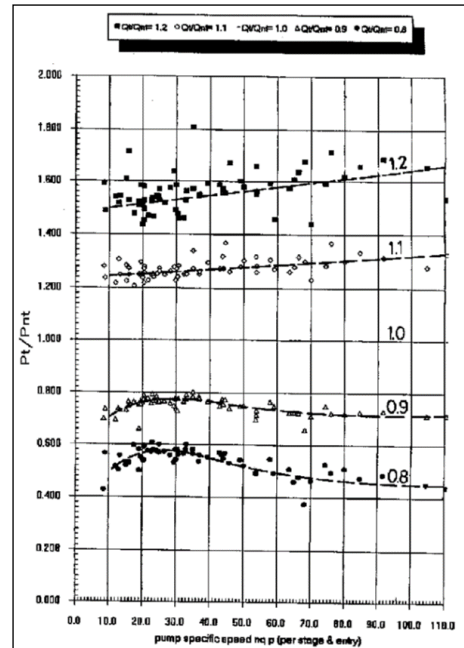
$$P_{ntmax,nt} = \frac{Q_{ntmax,nt}}{1000} g H_{ntmax,np} \left(\frac{\eta_{pmax}}{100}\right) \quad (26)$$

$$P_{ntmin,nt} = \frac{Q_{ntmin,nt}}{1000} g H_{ntmin,np} \left(\frac{\eta_{pmin}}{100}\right) \quad (27)$$

За добијање радних криви, неопходно је прочитати вредности односа напора турбине и номиналног напора турбине (слика 4), као и однос протока турбине и номиналног протока турбине (слика 5)



Слика 4. Зависност односа напора турбине и номиналног напора турбине од специфичног броја обртања пумпе [1]



Слика 5. Зависност односа снаге турбине и номиналне снаге турбине од специфичног броја обртања пумпе [1]

Помоћу прочитаних вредности и интерполација, могуће је нацртати радне карактеристике које приказују минималне и максималне вредности турбине.

Тачност овог прорачуна се може проверити преко степена ефикасности. Ако су резултати минималног и максималног степена ефикасности исти, значи да је прорачун тачан. Формуле за добијање максималних и минималних вредности степена ефикасности су:

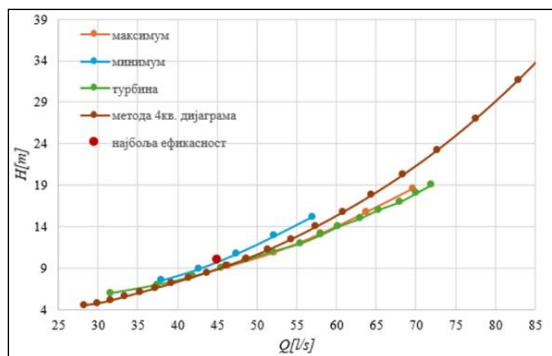
$$\eta_{tr/max,itr} = \frac{P_{tr/max,itr} \cdot 100}{\frac{Q_{tr/max,itr}}{1000} \cdot g \cdot H_{tr/max,itr}} \quad (28)$$

$$\eta_{tr/min,itr} = \frac{P_{tr/min,itr} \cdot 100}{\frac{Q_{tr/min,itr}}{1000} \cdot g \cdot H_{tr/min,itr}} \quad (29)$$

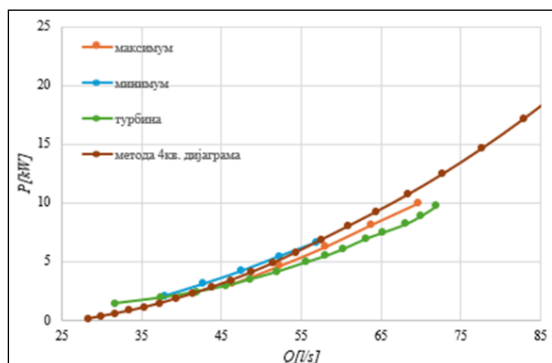
3. УПОРЕЂИВАЊЕ РЕЗУЛТАТА

Метода четвороквадратног дијаграма се више базира на сам прорачун и табеларне вредности за карактеристике пумпе. Чапалаз метода више користи дијаграме за добијање фактора конверзије и зависности односа напора турбине и номиналног напора турбине од специфичног броја обртања пумпе, као и добијање зависности односа снаге турбине и номиналне снаге турбине од специфичног броја обртања.

Када се упореде резултати, за конверзију пумпе KSB Etanorm 125-100-160у турбину, који су добијени помоћу ове две методе. На слици 6 и слици 7 се види да постоје одступања, али да она нису велика.

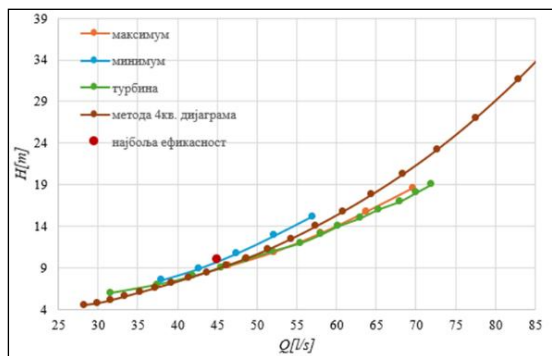


Слика 6. Упоредивање турбинских карактеристика

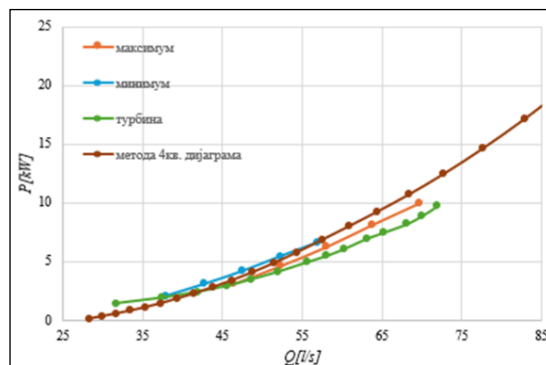


Слика 7. Упоредивање резултата снаге у односу на проток

Када се погледају резултати за пумпу KSB OMEGA 80-370А види се да нема велике разлике између одабраних метода. Сви резултати су у прихватљивим границама и испуњавају тражене услове. Упоредени резултати су приказани на слици 8 и слици 9.



Слика 8. Упоредивање турбинских карактеристика



Слика 9. Упоредивање резултата снаге у односу на проток

4. ЗАКЉУЧАК

Како снага хидроелектране опада, њена инвестициона вредност расте по инсталисаном киловату. Што је хидроелектрана већа, то значи да треба мање новца по киловату. Из тог разлога се показује да је код малих хидроелектрана, коришћење пумпи као турбина исплативије пошто се на тај начин смањује инвестициони фонд. Овај рад је за циљ имао анализу проблема прерачунавања радних карактеристика центрифугалних пумпи у одговарајуће карактеристике у турбинском режиму рада. Детаљно су анализирале две методе које су се користиле за овај прорачун и примењене су на једној једноstepеној и једној двострујној центрифугалној пумпи. Добијени резултати су упоређени са доступним експерименталним подацима, при чему је уочено добро слагање, нарочито око оптималне тачке. Одступања се могу уочити код већих протока. Може се закључити да изабране методе задовољавају постављене услове и дају прихватљиву тачност када је у питању прерачунавање радних карактеристика.

5. ЛИТЕРАТУРА

- [1] <https://docs.aft.com/impulse/PATOperationAsATurbine.html> (pristupljeno u martu 2026.)
- [2] Chapallaz J. M., Eichenberger P. and Fischer. G, Manual on pumps used as turbines, 1992
- [3] Chaudhry M. H., Applied Hydraulic Transients, Third Edition, 1979, 1987, 2014
- [4] Vuković V., Tašin S., Uvod u hidropneumatsku tehniku, Fakultet tehničkih nauka 2006
- [5] Øyvind A., Pump as Turbine (PAT), 2018

Кратка биографија:



Невена Тот Петин рођена је у Суботици 2001. год. Мастер рад на Факултету техничких наука из области Енергетика и процесна техника одбранила је 2026.год.

Контакт:
nenetp2001@gmail.com