

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Срђан Б. Милић

Систем за прорачун топлотних шема и
анализу рада термоенергетских постројења
са парним турбинама

докторска дисертација

Београд, 2020

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Srđan B. Milić

System for calculation of heat balance diagrams
and analysis of operation of thermal power plants
with steam turbines

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2020

Ментор докторске дисертације:

др Милан Петровић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

Чланови комисије за одбрану докторске дисертације:

др Драгослава Стојиљковић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Драган Туцаковић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Милан Гојак, ванредни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Будимир Росић, ванредни професор
Универзитет у Оксфорду, Факултет инжењерских наука

Датум одбране: __.__.__. године

Захвалница

Овим изражавам своју најискренију захвалност др Милану Петровићу, редовном професору Машинског факултета у Београду, на пруженој помоћи приликом избора и дефинисања теме и активном учешћу приликом развоја прорачунског модела. Захваљујем се на значајној помоћи и подршци приликом писања самог рада.

Захваљујем се колеги др Милану Бањцу, ванредном професору Машинског факултета у Београду, на свим саветима и дискусијама који су били од велике помоћи приликом израде дисертације.

Желим да се захвалим и свим садашњим и бившим колегама из кабинета: Дејану Ђукановићу, Ђорђу Петковићу, Теодори Маџар, Милошу Деспићу, Срећку Недељковићу и Милошу Ранковићу на пруженој подршци и помоћи приликом израде дисертације.

На крају, желим да се захвалим члановима комисије, који су својим саветима и сугестијама значајно допринели побољшању квалитета ове дисертације.

Београд, 15.01.2021. године

Срђан Милић

Сажетак

У раду је приказан развијени софтверски систем за прорачун топлотних шема постројења са парним турбинама и припадајућим моделима за одређивање радних параметара појединачних компоненти оваквих постројења. У току развоја оваквог система анализирани су различите методе доступне у литератури. На основу развијених модела и целокупне методологије прорачуна, написан је рачунарски програм са графичким интерфејсом, широког спектра примене. Програм је конципиран и развијен на начин да поседује флексибилност у погледу конфигурирања прорачунаване топлотне шеме постројења, те се може примењивати за различите типове турбопостројења, с тим да се у оквиру топлотне шеме различите компоненте се могу неограничено додавати. За сваку од компоненти развијен је одговарајући математички модел који омогућава процену њених геометријских карактеристика (дизајн мод), као и развијени модел који омогућава симулацију њеног рада при промени радних услова (анализа мод). Радни услови постројења могу бити унапред задати или су резултат мерења у току рада реалног погона на основу аквизиције и обраде података. Програм је робустан и захтева кратко време за спровођење прорачуна.

Имплементирани модели и целокупна метода прорачуна су вишеструко валидирани поређењем са резултатима термотехничких пријемних и погонских испитивања парних турбина и турбопостројења спроведених од стране Лабораторије за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења Машинског факултета. Тиме је постигнут висок степен поузданости добијене методологије и тачности резултата, како при пројектовању нових постројења, тако и при анализи рада постојећих погона. За валидацију су коришћени резултати испитивања турбопостројења снаге од 120 до 665 MW, са поткритичним и наткритичним параметрима свеже паре.

Развијени систем је више пута успешно примењен за анализу рада постројења планираних за изградњу, као и приликом разматрања модернизације постојећих блокова. Такође, систем уз неопходна проширења и интеграцију са мерним системом електране је примењен за праћење и анализу рада конкретног парног турбопостројења, где се у реалном времену одређују главни показатељи квалитета рада постројења и његових компоненти. На основу одступања радних параметара од очекиваних вредности идентификују се проблематичне компоненте и делови постројења, и израчунава се њихов директан утицај на финалне показатеље квалитета рада погона у смислу утицаја на постигнуту снагу и степен корисности турбопостројења.

Кључне речи: парно турбопостројење, парна турбина, кондензатор, загрејач, термотехничка испитивања турбопостројења, анализа рада, мониторинг, топлотна шема.

Научна област: Машинство

Ужа научна област: Термоенергетика

УДК број: 621.311.22 : 621.165(043.3)
621.11(043.3)

Abstract

The thesis presents a developed system for calculating heat balance diagrams of steam turbine plants and models for the simulation of the behavior of plant components. During the system's development, various models for the components that were available in the literature were analyzed. The adopted models for the calculation have been multiply validated by the conducted thermal tests of steam turbines and steam turbine plants performed in the previous period by the Laboratory for Thermal Turbomachines. In this way, a high degree of reliability of the methodology and accuracy of the results when designing new plants or analyzing existing plants' operation is achieved. During the validation, the test results of steam turbine plants with a 120 - 665 MW capacity with subcritical and supercritical parameters of fresh steam were used.

Based on the developed models and systems, a computer program with a graphical interface was written, which can be used for a wide range of applications. The model for the calculation of new plants has been successfully used in the analysis of the operation of power plants that have yet to be built and the analyzes in the modernization of plants in operation. The developed program is robust, and with the short time required to perform calculations.

The developed model and program for calculating heat balance diagrams of steam turbine plants are flexible, and various components can be added without restrictions. A mathematical model was developed for each component with equations that enable the calculation of the component geometry (design mode) and the simulation of operation, that is, the calculation of the component behavior under different operating conditions (analysis mode).

With the necessary extensions, the developed system has been applied to monitor and analyze the operation of steam turbines, which determines the current operating characteristics of the complete plant and all its components in real-time. The system detects deviations of operating parameters and characteristics of steam turbine components from design values. With an analysis of deviation and calculation heat balance diagram, the method gives information about the deterioration of components and the impact of each deviation on a decrease of power and the steam turbine plant efficiency.

Keywords: steam turbine plant, steam turbine, condenser, heater, steam turbine thermal test, analysis, on-line monitoring, heat balance diagrams.

Scientific field: Mechanical Engineering

Scientific subfield: Thermal Power Engineering

UDC: 621.311.22 : 621.165(043.3)
621.11(043.3)

Садржај

Садржај.....	iv
Номенклатура	vi
1 Увод	1
1.1 Преглед литературе и досадашњих истраживања	2
1.2 Циљ истраживања.....	6
2 Дефиниције кључних показатеља квалитета рада парног турбопостројења и радних карактеристика компоненти.....	8
2.1 Главни термодинамички параметри парног турбопостројења	8
2.2 Радне карактеристике главних компоненти парног турбопостројења.....	9
2.3 Основни термодинамички параметри	13
3 Математички модели компоненти парног турбопостројења	14
3.1 Модел за прорачун рада парне турбине	14
3.2 Модел за прорачун рада кондензатора.....	26
3.3 Модел за прорачун рада загрејача главног кондензата и напојне воде	28
3.4 Прорачун рада система за даљинско грејање.....	31
3.5 Прорачун одузимања паре за технолошког потрошача	33
3.6 Прорачун рада агрегата напојне пумпе	33
3.7 Догрејач паре.....	35
3.8 Прорачун протока свеже паре.....	35
3.9 Прорачун губитка радне материје и допуне циклуса	37
3.10 Прорачун пада притиска у пароводима одузимања паре	37
4 Прорачун топлотних шема парних блокова на номиналним и парцијалним режимима	39
4.1 Начин формирања и решавања система једначина	40
4.2 Прорачун линије главног кондензата и напојне воде	41
4.3 Прорачун топлотне шеме парног турбопостројења	44
4.4 Пример прорачуна парног турбопостројења при промени конфигурације линије загревања GK и NV и притиска у кондензатору.....	45
4.5 Пример прорачуна топлотне шеме парног турбопостројења за различите режиме и услове рада.....	50
4.6 Пример прорачуна рада парног турбопостројења на променљивим режимима и при различитим условима	53
4.7 Прорачун утицаја одступања радних параметара на рад парног турбопостројења	54
5 Развој система за испитивање парних турбопостројења	62
5.1 Аквизиција и статистичка обрада мерених података.....	63
5.2 Мерна несигурност резултата прорачуна	66

5.3	Средња вредност вишеструко мерене величине.....	67
5.4	Усаглашавање мерених података за даљи прорачун	67
5.5	Прорачун главних термодинамичких параметара, гарантованих параметара и поређење са гарантованим вредностима.....	70
5.6	Прорачун биланса парног турбопостројења по првом закону термодинамике	71
5.7	Пример обраде резултата испитивања парног турбопостројења.....	72
6	Развој методе за праћење и анализу рада парних турбопостројења	82
6.1	Аквизиција података и статистичка обрада мерених величина.....	83
6.2	Поређење израчунате средње вредности масеног протока свеже паре према очекиваној вредности	84
6.3	Утицај одступања радних карактеристика на рад парног турбопостројења.....	84
6.4	Приказ рачунарског програма за праћење и анализу рада парног турбопостројења	85
7	Закључак.....	93
	Литература	96
	Прилог А - Приказ рачунарског програма за конфигурисање топлотне шеме, унос радних параметара и геометријских карактеристика компоненти парног турбопостројења	102
	Прилог Б - Пример прорачуна мерне несигурности одређивања степена корисности TSP111	

Номенклатура

Латинични симболи

Ознака	Величина	Јединица
A	Матрица протока главног кондензата и напојне воде	[kg/s]
B	Матрица протока одузимања паре из турбине за загрејаче главног кондензата и напојне воде	[kg/s]
C	Матрица распореда кондензата одузимања паре	[kg/s]
<i>c</i>	Апсолутна брзина	[m/s]
CA	Вектор тока кондензата одузимања	[-]
CC	Вектор распореда кондензата одузимања	[-]
<i>ct</i>	Проточна карактеристика	[m ²]
D	Вектор материјалних и топлотних биланса компоненти	
<i>DCA</i>	Температурна разлика на улазу размењивача топлоте	[K]
E	Матрица извода чланова вектора D за мерене величине x_i	
<i>F</i>	Коефицијент корекције степена корисности групе ступњева	[-]
<i>F_r</i>	Расподела резултата прорачуна за одређени степен слободе <i>r</i>	
<i>f</i>	Коефицијенти за корекцију базног коефицијента пролаза топлоте	[-]
<i>h</i>	Специфична енталпија	[J/kg]
<i>J</i>	Коефицијент за прорачун пада притиска у размењивачу топлоте	[-]
k	Вектор корекција измерених вредности	
<i>k</i>	Коефицијент пролаза топлоте	[W/m ² K]
<i>M</i>	Масени проток	[kg/s]
<i>n</i>	Број узорака, Број променљивих	[-]
<i>P</i>	Снага	[W]
<i>Pr</i>	Прантлов број	[-]
<i>P_{meh}</i>	Механички губици	[W]
<i>p</i>	Притисак	[Pa]
<i>Q̇</i>	Количина топлоте	[W]
<i>R</i>	Отпор пролазу топлоте	[m ² K/W]
<i>Re</i>	Рејнолдсов број	[-]
<i>r</i>	Степен слободе система	

S_k	Матрица зависности између коригованих величина	
S_x	Матрица зависности између измерених и срачунатих величина	
s	Специфична ентропија	[J/kgK]
T	Температура	[K]
t	Температура	[°C]
TTD	Температурна разлика на излазу размењивача топлоте	[K]
V	Мерна несигурност измерене величине	
v	Специфична запремина	[m ³ /kg]
x	Вектор мерених величина, Вектор вредности енталпија главног кондензата и напојне воде	[...], [kJ/kg]
x_i	Мерене величине	
Y	Вредност мерене величине или резултат биланса	
y	Вектор вредности енталпија паре одузимања	[kJ/kg]
z	Вектор вредности енталпија кондензата пре одузимања	[kJ/kg]

Грчки симболи

Ознака	Величина	Јединица
Δ	Разлика	
η	Степен корисности	[-]
μ	Тачна вредност величине која се мери	
ρ	Густина	[kg/m ³]
σ	Стандардна девијација измерене вредности одређене величине	
ξ_0	Грешке корекције резултата	

Индекси

Ознака	Значење
<> _b	Бруто
<> _{dov}	Доведена количина топлоте
<> _{eq}	Еквивалентна површина
<> _{GS}	Група ступњева
<> _i	Излаз
<> _s	Изентропски
<> _u	Улаз
<> _{ubr}	Убризгавање воде у догрејач паре

Скраћенице

Ознака	Значење
COND	Кондензатор
DP	Догрејач паре, Догрејана пара
G	Генератор
GK	Главни кондензат
HPV	Хемијска припрема воде
NP	Напојна пумпа
NV	Напојна вода
O	Одузимање
PPTP	Помоћна парна турбина за погон агрегата напојне пумпе
RDV	Резервоар додатне воде
SP	Свежа пара
T	Турбина, Топлота
TNP	Турбина ниског притиска
TP	Турбопостројење
TSP	Турбина средњег притиска
TP	Турбопостројење
TVP	Турбина високог притиска
ZNP	Загрејач ниског притиска
ZP	Заптивна пара
ZVP	Загрејач високог притиска
ZT	Загрејач топлоте

1 Увод

Удео електричне енергије произведене применом технологија које користе обновљиве изворе расте из године у годину. Међутим, још увек, највећи удео у укупној производњи електричне енергије данас у свету добија се у термоелектранама на фосилна горива.

Избор технологија за производњу електричне енергије у великој мери зависи од расположивих енергетских ресурса једне државе, као и од усвојене енергетске политике. У Републици Србији више од 70% електричне енергије производи се у термоелектранама на угаљ. Резерве лигнита у колубарском и костолачком басену су довољне да се земља и у наредном периоду ослони на постројења базирана на примени угља.

Модерна енергетика се развија у условима либерализације тржишта електричне енергије што је довело до оштре конкуренције како самих произвођача енергије, тако и испоручилаца енергетске опреме. Цене фосилних горива расту уз свест о ограничениости њихових резерви, а уведена су велика ограничења у погледу емисије штетних материја из димних гасова. Примена обновљивих извора је све масовнија уз државне подстицајне мере, а програмским мерама за штедњу смањује се потрошња свих видова енергије.

Овакви услови су довели до оштрих техникотехнолошких захтева који се мериторно постављају приликом развоја и израде термоенергетске опреме на фосилна горива. Такви захтеви се између осталог односе на пораст термодинамичког степена корисности, смањење загађења уз тежњу остварења нулте емисије, порасту флексибилности у погледу промене оптерећења, могућности брзог старта и заустављања и порасту поузданости и расположивости. Степен корисности модерних парних блокова на угаљ тренутно достиже вредности од 43÷46%, док степен корисности комбинованог постројења гасне и парне турбине достиже вредност од 64%, са јасном тенденцијом даљег раста. Током реалне експлоатације опреме у термоелектранама долази до одступања радних карактеристика опреме и основних термодинамичких параметра. Услед тога, термоенергетска постројења раде са нижим вредностима степена корисности у односу на пројектоване. При томе се од одређене количине топлоте доведене кроз контролну границу постројења произведе мања количина електричног рада. Према подацима добијеним на основу предметних испитивања спроведеним у току израде ове тезе, губитак производње електричне енергије креће се у опсегу 3÷10% номиналне снаге. Ово зависи од стања опреме које зависи од квалитета одржавања и квалитета вођења погона. С обзиром да губитак снаге најчешће подразумева континуалну деградацију квалитета рада у току дужег временског периода и не производи проблеме који утичу на поузданост рада постројења, углавном се не предузимају одговарајуће мере које би отклониле радне недостатке. Понекад је одсуство спровођења оваквих мера резултат немогућности да се идентификује проблем, односно, компонента чија деградација радних параметара производи умањење крајње снаге. Спровођење пријемних и погонских испитивања парних турбопостројења може обезбедити податке који ће прецизно одредити укупно одступање радних карактеристика сваке компоненте у систему. На основу тако добијених података локализује се узрочно место настанка губитка снаге, али није могуће одредити временски тренутак појаве деградације. Оваква појава се може отклонити трајним праћењем и анализом рада постројења у реалном времену (*on-line*) уз перманентно архивирање временских низова података. Узимајући у обзир тржишну

цену електричне енергије и одговарајућу цену горива, разлика између изгубљеног прихода услед смањене производње електричне енергије и инвестиција у замену опреме је вишеструка. Управо оваква врста проблема довела је до додатних истраживања у овој области која за циљ имају развој *on-line* програмских пакета који омогућају континуално праћење битних физичких величина у току рада парног турбопостројења, њихову обраду и меморисање у аквизициони систем, анализу података и графички приказ илустративних резултата.

Највећи удео у производњи електричне енергије и даље заузимају електране на угља према извештају EIA [33]. Према званичним статистикама америчке Администрације за информације о енергетици [33] до 2050. године потрошња електричне енергије у свету биће повећана 2,5 пута. Највећи део повећања у потрошњи биће надокнађен повећањем капацитета обновљивих извора енергије. И поред чињенице да ће се удео угља у укупној потрошњи смањити за 50%, пројекције указују да ће се укупна производња електричне енергије коришћењем овог енергента порастати.

Што се тиче примарне енергије, у процени до 2050. године највеће повећање се очекује у сектору обновљивих извора енергије и природног гаса.

Директива о ограничењу емисија одређених загађујућих материја у ваздух из великих постројења за сагоревање [22] третира велика ложишта без обзира на врсту погонског горива које се користи а у постројењима чија је номинална инсталисана топлотна снага ≥ 50 MW. Основна интенција доношења овакве директиве од стране Европске заједнице је смањење емисије сумпорних и азотних оксида и емисије прашкастих материја у околину. Начин примене директиве подразумева или усвајање националног плана за смањење емисија чијим доношењем би биле дефинисане граничне вредности укупних емисија SO_2 , NO_x , као и емисије прашкастих материја постали су саставни део Директиве о индустријским емисијама са неодложним дејством за нова велика постројења за сагоревање у Европској заједници. Рок за испуњења обавеза захтева за постојећа велика постројења за сагоревање из овако дефинисане Директиве је 2021. година. У Републици Србији усвојен је Национални план за смањење емисија главних загађујућих материја које потичу из постојећих великих постројења за сагоревање, чијом применом би до 2027. године била спроведена реконструкција, ревитализација и модернизација постројења чија је укупна инсталисана топлотна снага ≥ 50 MW с циљем смањење емисије сумпорних и азотних оксида и емисије прашкастих материја у околину.

Како би се испунили сви захтеви у погледу степена корисности и обезбедила конкурентност постројења на тржишту, приликом пројектовања нових, као и модернизације постојећих термоенергетских постројења са парним турбинама, стандардна пројектна процедура подразумева разматрање више варијантних решења како би се изабрало оптимално решење. Такође, за постројења која су у погону потребно је спровести анализе у циљу повећања степена корисности и планирања будућих модернизација. Континуално праћење вредности степена корисности постројења у погону, као и рада компоненти парног турбопостројења представља добру основу за даље анализе и проналажење узрока могућих одступања од очекиваних вредности.

1.1 Преглед литературе и досадашњих истраживања

За потребе прорачуна топлотних шема парних турбопостројења потребно је развити флексибилни математички модел који омогућава промену конфигурације топлотне шеме према захтеву. За потребе прорачуна топлотних шема постројења постоји више етаблираних комерцијалних програмских пакета попут *Thermoflow*, *Soft-in-Way*,

Asimptote, GateCycle, Epsilon. Сваки од претходно наведених програмских пакета пружа могућност избора великог броја различитих компонената постројења и међусобног повезивања у једну функционалну целину и обезбеђује даљи прорачун постројења на номиналном и парцијалним режимима рада. Према доступним подацима из корисничких упутстава, унос података се врши за номинални, пројектни режим рада и на основу имплементираних математичких модела спроводи се прорачун за рад постројења у парцијалним режимима рада. Такође, наведени програмски пакети омогућају за задате радне услове и прелиминарно пројектовање опреме постројења.

Поред конфигурације топлотне шеме постројења, било је потребно израдити моделе за прорачун рада компоненти постројења. Такође, за сваку компоненту постоји одговарајући модел који описује рад на номиналном и на парцијалним режимима и прорачун се спроводи итеративно имајући у виду да свака компонента има интерактиван утицај на преостале компоненте у систему.

За детаљни прорачун парне турбине неопходно је познавати геометрију проточног пресека, а с обзиром да су ово подаци који су доступни само произвођачима парних турбина, потребно је развити поуздане моделе за прорачун различитих режима рада парне турбине узимајући у обзир само радне параметре паре које је могуће одредити и приликом термотехничких испитивања термоенергетског постројења. Један од приступа и предложених модела који описују рад парне турбине на номиналним и парцијалним режимима су описани у радовима Кука (Cooke) [16] и Спенсера (Spencer), Котона (Cotton) и Кенона (Cannon) [65]. У наведеним радовима аутори су се бавили моделима за опис рада парне турбине који је базиран на Стодолином елиптичном закону, који је описан у књизи Траупела (Traupel) [74]. Наведени модели за прорачун су имплементирани и у комерцијалним програмима, као што је наведено у техничком извештају Ханта (Hunt) [29].

У зависности од начина регулисања снаге парног турбопостројења потребно је познавати рад компоненти у условима различитим од номиналних. Опис начина регулације и утицаја на рад парне турбине дат је у књизи Шћегљајева [Щегляев] [85]. Један од модела за прорачун рада парне турбине на различитим условима је описан у раду Спенсера и осталих аутора [65]. Поређење различитих начина регулисања парне турбине је дат и у раду Јонсхагена (Jonshagen) и Генрупа (Genrup) [38]. У случајевима млазничког регулисања снаге парних турбина посебна пажња је усмерена на прорачун регулационог ступња. Модел за прорачун, као и поређење различитих начина регулисања снаге су дати у радовима Белуђија (Belluci) и осталих аутора [11], Делабријера (Delabriere) [19] и Вебера (Weber) и Ворек (Worek) [81], док је у раду Ванга (Wang) и осталих аутора [79] приказан приступ и утицај са различитим начином отварања вентила.

Проток заптивне паре утиче на одређивање унутрашње снаге турбине и на степен корисности парног турбопостројења. Стога, потребно је обратити пажњу приликом прорачуна протока заптивне паре за различите пролазе, као и на ток заптивне паре у парном турбопостројењу. За прорачун протока заптивне паре неопходно је познавање геометрије заптивки, а у раду Штајна (Stein) и осталих аутора [68] су приказани резултати испитивања струјања кроз заптивке.

Рад кондензаторског постројења зависи од спољних услова, односно температуре и протока расхладне воде, и режима рада постројења. Приликом прорачуна рада кондензаторског постројења, пажња је усмерена на прорачун размене топлоте и одређивања радних карактеристика кондензатора. Различити модели за прорачун рада кондензатора су разматрани у књизи Мура (Moore) и Сијевердинга (Sieverding) [47], као и у радовима Раџа (Raj) [59], Роја (Roy) и осталих аутора [60], Винтербергера

(Winterberger) и Цагкаракиса (Tzagkarakis) [83], Ласковског (Laskowski) и осталих аутора [42], Шемпелева (Shempelov) [63] и Жаоа (Zhao) и осталих аутора [85]. У раду Вокера (Walker) [78] разматран је утицај запрљања цеви кондензатора и финансијских ефеката погоршаног рада кондензатора. Сви модели су базирани на одређивању коефицијента пролаза топлоте узимајући у обзир корекционе факторе за одступање одређених услова. Управо у формулацијама одређених корекционих фактора разликују се претходно наведени модели за прорачун рада кондензатора. Резултати прорачуна који су добијени применом разматраних модела поређени су са резултатима испитивања, као и резултатима прорачуна применом стандарда за пројектовање кондензатора паре [66]. Приликом прорачуна рада кондензатора потребно је уврстити и рад турбине ниског притиска, а један од модела прорачуна је приказан у раду Ласковског [42].

Површински загрејачи који се користе за загревање главног кондензата и напојне воде пројектују се према референтним стандардима [73] и [67], док су у радовима Баржча (Barszcz) и Чопа (Czop) [7], Шчепаског (Szczepasski) и осталих аутора [70], Вебера (Weber) и Ворека (Worek) [80], [82], приказани различити модели за прорачун радних карактеристика загрејача. Модел који је наведен у раду Баржча и Чопа [7] разматра рад загрејача попут "сиве" кутије и његова погодност се огледа да на основу расположивих потребних података може спровести предикцију да ли загрејач ради према очекиваним вредностима. У радовима Вебера и Ворека [80] и [82] приказан је модификовани модел за прорачун према референтним стандардима [73] и [67]. У раду Шчепаског и осталих аутора [70] приказан је модел за идентификацију одступања радних параметара загрејача. У књизи Анаратонеа (Annaratone) [4] приказан је модел за прорачун загрејача, у коме су обухваћене уске границе примене одређених формулација и наведени захтеви за унос великог броја неопходних предложених података потребних за примену модела како би било могуће спровести прорачун загрејача различитих топлотних снага.

Рад напојне пумпе није предмет овог истраживања, те се на основу познатих радних карактеристика напојне пумпе прорачуном одређују радне тачке пумпе за различите режиме рада. Познавање радних карактеристика пумпе је нарочито важно у случајевима где се за погон напојне пумпе примењује помоћна турбина.

Приликом изградње новог или модернизације постојећих постројења са парним турбинама, често се разматра и могућност производње топлоте за систем даљинског грејања и/или одузимања технолошке паре за индустријска постројења уколико постоји захтев у том погледу. Увођење комбиноване производње електричне енергије и топлоте доводи до повећања степена корисности постројења, док је за оправданост увођења комбиноване производње потребно спровести и техноекономску анализу. Различити приступи спровођења техноекономске анализе приказани су у радовима Беирона (Beiron) и осталих аутора [9] и Биезме (Biezma) и Санкрисдобала (SanCristóbal) [14]. У раду Димоулкаса (Dimoulkasa) и осталих аутора [20], разматран је сценарио комбиноване производње електричне енергије и топлоте и задовољавања потребе система даљинског грејања када у електроенергетском систему постоји значајни удео производње електричне енергије из ветро турбина. Према извештају Матијесена (Mathiesen) и осталих аутора [45], у циљу повећања степена корисности и смањења емисија штетних гасова, тенденције иду у правцу да се 50% потреба система даљинског грејања обезбеђује из комбиноване производње. Оптимизација комбиноване производње електричне енергије и топлоте за случај када постоји значајни удео производње електричне енергије из обновљивих извора је приказана у раду Хакана (Haakana) и осталих [27]. Ради међусобног поређења различитих конфигурација

система даљинског грејања, у радовима Ертесвага (Ertesvåg) [23] и Несхеиме (Nesheima) [49] су наведене одговарајуће предметне методе.

Приликом пројектовања потребно је избором конфигурације топлотне шеме, избором опреме у циљу испуњавања техничких задатака остварити што већу вредност степена корисности постројења. Гарантовани параметри се контролишу поређењем са подацима добијеним на основу спроведених термотехничких испитивања, који се касније могу прогласити референтним подацима за даљу анализу и праћење рада постројења. Препоручена пракса подразумева да се пре планираних модернизација постројења спроведу погонска термотехничка испитивања и одговарајућа детаљна анализа, како би се накнадно испланирали захвати у циљу отклањања свих недостатака у раду постројења. Резултати спроведених испитивања пре планираних модернизација могу указивати само о потенцијалном погоршању радних карактеристика, док време настанка остаје непознаница. У великом броју случајева, погоршање радних карактеристика не утиче и на механички рад постројења, те стога не постоји сазнање да одређене компоненте не раде према очекивањима. Како би се обезбедило континуално праћење и анализа рада постројења развијени су различити модели који на основу постојећих мерених величина одређују тренутно радно стање, као и стање које је очекивано према пројектним подацима. Неки од развијених модела за праћење и анализу рада су приказани и у радовима Свирског (Swirski) [69], Берковича (Berkovich) [12],[13] и Киндла (Kindl) [40]. Америчко удружење машинских инжењера (ASME) је за потребе праћења и анализе рада постројења објавило сет одговарајућих препорука [6]. Модели за праћење и анализу рада се базирају на прорачуну и одступању од номиналне вредности сваке појединачне компоненте постројења посебно. Модели за прорачун рада парне турбине су описани у радовима Котона (Cotton) и Скофилда (Schofield) [18], Белућија [10] и Сентхил Муругена (Senthill Murugen) и осталих [62], кондензатора у раду Сарија (Saari) и осталих [61], као и парног турбопостројења у радовима Свирског [69], Исремана (Isermann) [34] Анциона (Ancion) и осталих [3], књизи Тануме (Tanuma) [72], и извештају Међународне агенције за нуклеарну енергију [58], као и у књигама Котона (Cotton) [17], Гаја (Gay) [24], Соуза (de Souza) [64] и Бибиа (Beebe) [8]. Модели за прорачун топлотне шеме и одређивање одступања од очекиваних вредности су приказани у радовима Чакартегуиа (Chacartegui) и осталих [15], Алварез Фернадеза (Alvarez-Fernandez) и осталих [2], Гуа (Gu) [25], Хео (Heo) и Чанга (Chang) [28], и Валамина (Valamin) [75].

Имајући у виду и напредак технологије у погледу брзине аквизиције и броја мерних места, постоји даља тежња за повећањем детаљности анализе квалитета рада и идентификацијом и сигнализацијом потенцијалних проблема у раду постројења. У раду Хуа (Hu) [84] приказан је један приступ праћењу и анализи рада парног блока, док су у радовима Маа (Ma) и Јианага (Jiang) [43] и Кима (Kim) [39] упоређени различити модели за праћење рада постројења. Сви системи се базирају на мерним уређајима који већ уграђени у постројењима и у том смислу нису потребне додатне инвестиције у погледу проширења мерења и управљачких јединица. Претходно наведени системи немају извршне наредбе, већ у форми извештаја приказују одступања тренутних радних карактеристика од пројектних вредности.

Тренутне радне карактеристике одступају од пројектоване вредности услед параметара које је могуће контролисати и фактора које није могуће контролисати у току рада блока. Одређене параметре рада блока је могуће одмах, у току рада блока кориговати и на тај начин утицати на радне карактеристике постројења. Факторе које није могуће контролисати у току рада резултат су старења постројења и/или механичких оштећења и за њих је потребно предвидети ремонт или модернизацију како би биле достигнуте пројектне радне карактеристике.

За потребе одржавања радних карактеристика постројења блиским пројектованим вредностима, многе компаније попут *GE* и *ABB* су на тржиште пласирали своја решења за стално праћење и анализу рада постројења.

Приликом спровођења гаранцијских или погонских термотехничких испитивања, изабрана мерна опрема треба да буде високе класе тачности и еталонирана пре предметних испитивања како би измерене вредности биле што приближније тачној вредности. Коришћење погонске мерне опреме за потребе спровођења предметних термотехничких испитивања изискује посебну пажњу јер од мерне опреме која је у употреби велики број радних сати, могуће је очекивати промену у радним карактеристика мерних уређаја. Последично коришћење погонске мерне опреме може довести до већих одступања вредности мереног параметра од тачне вредности, те се у таквим случајевима мора унапред предвидети већа мерна несигурност. У том циљу је потребно спровести усаглашавање измерених података (енг. *Data Reconciliation*) на начин да се обезбеде улазни подаци за потребе прорачуна који ће у крајњој инстанци довести до високе тачности крајњих резултата. Усаглашавање података који су прикупљени испитивањем у парним турбопостројењима описано је у радовима Јианга (Jiang) и осталих [36], Вриелјока (Vrielyock) и Делаве (Delava) [77], Мартинија (Martini) и осталих [44], Гуа (Guo) и осталих [26], Алобаида (Alobaid) и осталих [1] и Јианга [37]. Уопштени, генералисани модел за усаглашавање података испитивања су дати у раду Жега (Szega) [71], док је у раду Јианга [36] приказано усаглашавање података и утицај на укупну мерну несигурност испитивања постројења. У књизи Нарасимана (Narasimhan) и Жордача (Jordache) [48] приказани су приступи успостављања корелација за усаглашавање података за различите процесе. Један од програма за усаглашавање података отвореног типа је *OpenModelica*, док је један од комерцијалних програма је програм компаније *BTV Jansky*, базиран на норми у издању немачке организације за стандардизацију (VDI) [76] и чији је приступ описан у раду Лангенштајна (Langenstein) [41].

1.2 Циљ истраживања

На основу детаљне анализе досадашњих истраживања у овој области као и на основу стечених искуства током испитивања парних турбопостројења, као циљ истраживања дефинисан је развој модела и рачунарског програма за:

- прорачун топлотних шема парних турбопостројења,
- прорачун топлотних шема свих релевантних компоненти турбопостројења,
- обраду резултата испитивања, анализу рада постројења, као и за прорачун топлотне шеме приликом пројектовања или замене одређених компоненти парног турбопостројења,
- прорачун различитих режима рада парног турбопостројења како би била остварена оптимална вредност степена корисности,
- праћење и анализу рада парног турбопостројења у реалном времену (*on-line*).

Ради обезбеђивања поузданости и тачности рада програма планирана је његова валидација и верификација коришћењем постојећих резултата пријемних и погонских испитивања које је спровела Лабораторија за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења Машинског факултета Универзитета у Београду.

Концепција рачунарског програма за праћење и анализу рада постројења је од самог почетка била успостављена тако да се програм инсталира на посебан рачунар у термоелектрани, а да се подаци неопходни за прорачун прослеђују из постојећег система управљања. На овај начин, обезбеђено је да два система раде независно један

од другог и да рад рачунарског програма за праћење и анализу рада не омета рад система управљања. Ради испуњења првобитног захтева неопходно је обезбедити праћење свих радних карактеристика парног турбопостројења у реалном времену, као и прорачун одступања од референтних параметара. Потреба за анализом одступања радних параметара у рачунарском програму огледа се у одређивању утицаја на укупно произведену снагу парног блока. На тај начин се спроводи идентификација кључних параметара који директно утичу на смањење укупне снаге блока.

У ту сврху је потребно развити математички модел и систем за прорачун који ће:

- имати флексибилну структуру и омогућавати прорачун најсложенијих конфигурација предметних постројења; методологија треба да обухвати моделирање понашања постројења на променљивим режимима рада,
- бити састављен од модела компонената постројења и имати могућност рада у режиму прорачуна (мод за пројектовање), када се за задате карактеристике и пројектне параметре одређује геометрија и главне димензије и у режиму анализе, односно када се за задату геометрију и променљиве услове рада одређују радне карактеристике компонената,
- омогућити развој новог експертског система за праћење и анализу рада парних турбопостројења који на бази прорачуна променљивих режима рада и мерења кључних параметара процеса у реалном времену израчунава радне карактеристике постројења и појединих компоненти, затим одређује утицај одступања параметара процеса као и радних карактеристика компоненти на степен корисности и снагу термоенергетског постројења и указује на узроке одступања и начин отклањања.

Услови које систем треба да испуни су:

- Могућност прорачуна различитих топлотних шема парног турбопостројења без интервенција у погледу прилагођавања за различите услове рада,
- Једноставни унос потребних података за прорачун,
- Стабилан и брз рачунарски програм, са високом тачношћу резултата прорачуна.

Овако развијен систем за прорачун топлотних шема и анализу рада термоенергетских постројења са парним турбинама треба да буде примењив у фази пројектовања нових термоелектрана, при модернизацији постојећих електрана као и за on-line прорачуне приликом анализе рада постројења у погону.

2 Дефиниције кључних показатеља квалитета рада парног турбопостројења и радних карактеристика компоненти

Приликом прорачуна топлотне шеме постројења потребно је спроводити прорачуне за сваку компоненту појединачно, узимајући у обзир радне услове термодинамичког циклуса и компоненти. Анализа рада сваке појединачне компоненте може довести до погрешних закључака, стога је потребно развити моделе за прорачун компоненти, њиховог међусобног утицаја, као и модел који омогућава прорачун целог постројења.

Прорачун топлотне шеме постројења започиње прорачуном и анализом рада парне турбине. За анализу рада постројења и парне турбине на више различитих режима, неопходно је посебно урадити моделе и спровести прорачуне понашања сваке компоненте постројења при променљивим радним условима.

За оцену квалитета рада парног постројења као и појединих његових компоненти потребно је дефинисати јасне кључне параметре као индикативне показатеље квалитета рада, односно, стања у којем се постројење или компонента налази.

Ти параметри су:

- главни термодинамички параметри парног турбопостројења,
- радне карактеристике компоненти.

Ови параметри ће се користити при избору оптималних решења за нове или модернизоване термоелектране као и при праћењу и анализи рада постројења у погону.

2.1 Главни термодинамички параметри парног турбопостројења

Главни термодинамички параметри парног турбопостројења су:

- степен корисности турбопостројења бруто,
- специфични рад генератора бруто.

Степен корисности парног турбопостројења са кондензационом парном турбином, где се напојна пумпа погони електромотором представља однос произведене електричне енергије у јединици времена, односно, снаге генератора бруто P_{Gb} , и доведене количине топлоте турбопостројењу $\dot{Q}_{dov,TP}$

$$\eta_{TPb} = \frac{P_{Gb}}{\dot{Q}_{dov,TP}} = \frac{P_{Gb}}{\dot{M}_{SP} \cdot (h_{SP} - h_{NV}) + \dot{M}_{DP} \cdot (h_{DP} - h_{TVPi}) + \dot{M}_{ubr} \cdot (h_{DP} - h_{ubr})}, \quad (2.1)$$

где је :

- \dot{M}_{SP} - масени проток свеже паре,
- h_{SP} - енталпија свеже паре,
- \dot{M}_{DP} - масени проток догрејане паре,
- h_{DP} - енталпија догрејане паре,
- \dot{M}_{ubr} - масени проток убризгавања у догрејач паре,
- h_{ubr} - енталпија убризгавања у догрејач паре,
- h_{TVPi} - енталпија паре на излазу из TVP.

За парно турбопостројење са кондензационом парном турбином и напојном пумпом снаге P_{NP} која је погоњена помоћном парном турбином, степен корисности је дефинисан следећом једначином

$$\eta_{TPb} = \frac{P_{Gb} + P_{NP}}{\dot{Q}_{dov,TP}} = \frac{P_{Gb} + P_{NP}}{\dot{M}_{SP} \cdot (h_{SP} - h_{NV}) + \dot{M}_{DP} \cdot (h_{DP} - h_{TVPi}) + \dot{M}_{ubr} \cdot (h_{DP} - h_{ubr})}. \quad (2.2)$$

За парно турбопостројење са одузимањем паре за производњу топлоте у случају када се напојне пумпе погоне електромоторима, степен корисности је дефинисан једначином

$$\eta_{TPb} = \frac{P_{Gb} + \dot{Q}_T}{\dot{Q}_{dov,TP}} = \frac{P_{Gb} + \dot{Q}_T}{\dot{M}_{SP} \cdot (h_{SP} - h_{NV}) + \dot{M}_{DP} \cdot (h_{DP} - h_{TVPi}) + \dot{M}_{ubr} \cdot (h_{DP} - h_{ubr})}. \quad (2.3)$$

где је: \dot{Q}_T количина топлоте која се у јединици времена одводи из турбопостројења за у виду топлоте за грејање, технолошке топлоте или продукцијом технолошке паре.

За постројења код којих се напојна пумпа погони помоћном парном турбином и постоји одузимање паре за производњу топлоте степен корисности парног турбопостројења износи

$$\eta_{TPb} = \frac{P_{Gb} + P_{NP} + \dot{Q}_T}{\dot{Q}_{dov,TP}} = \frac{P_{Gb} + P_{NP} + \dot{Q}_T}{\dot{M}_{SP} \cdot (h_{SP} - h_{NV}) + \dot{M}_{DP} \cdot (h_{DP} - h_{TVPi}) + \dot{M}_{ubr} \cdot (h_{DP} - h_{ubr})}. \quad (2.4)$$

Специфични рад генератора бруто представља однос остварене снаге на прикључцима генератора бруто и протока свеже паре

$$L_{Gb} = \frac{P_{Gb}}{\dot{M}_{SP}}. \quad (2.5)$$

Приликом уговарања куповине нове опреме или модернизације постојећег постројења, један од услова који купац може да постави је захтевана (гарантована) вредност степена корисности парног турбопостројења. Спровођењем гаранцијских термотехничких испитивања се може утврдити остварена вредност степена корисности.

Традиционални главни термодинамички параметри парног турбопостројења су:

- специфична потрошња топлоте турбопостројења бруто (реципрчна вредност степена корисности),
- специфична потрошња паре турбопостројења бруто (реципрчна вредност специфичног рада генератора бруто).

Ови параметри се и даље користе из практичних разлога.

2.2 Радне карактеристике главних компоненти парног турбопостројења

2.2.1 Радне карактеристике парне турбине

Најважније радне карактеристике турбине су:

- Унутрашњи изентропски степен корисности и
- проточна карактеристика турбине.

Унутрашњи изентропски степен корисности TVP износи

$$\eta_{TVP}^i = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}}, \quad (2.6)$$

где су: h_1 и h_3 енталпије паре испред и иза турбине, док је h_{3s} енталпија паре приликом изентропске експанзије. Слично дефинисаном степену корисности TVP је дефинисан и степен корисности TSP.

Претходно наведени параметри су најчешће предмет гаранције при уговарању нове опреме, с обзиром да се могу утврдити испитивањем. Степен корисности TNP такође може бити предмет гаранције, али се тачна вредност степена корисности TNP може одредити једино испитивањем целог парног турбопостројења. Наиме, експанзија паре у TNP се завршава у подручју влажне паре и стога није могуће одредити стање на излазу као што је то могуће код TVP и/или TSP. За прорачун степена корисности TNP спроводи се итеративни прорачун имајући у виду биланс снаге на вратилу турбине

$$P_{TNP} = \frac{P_{Gb}}{\eta_G} - P_{TVP} - P_{TSP} - P_{meh,TVP} - P_{meh,TSP} - P_{meh,TNP}, \quad (2.7)$$

где су: P_{TVP} , P_{TSP} и P_{TNP} , редом, унутрашња снага турбине TVP, TSP и TNP. Величина P_{Gb} снага на прикључцима електричног генератора, док су $P_{meh,TVP}$, $P_{meh,TSP}$ и $P_{meh,TNP}$, редом, механички губици у лежајевима турбине и η_G степен корисности електричног генератора.

За групу ступњева парне турбине код који су p_0 и v_0 притисак и специфична запремина на улазу а p_1 притисак на излазу, масени проток \dot{M} се према Стодоли (Stodola) (Стодолин конус потрошње) [74] може написати у облику

$$\dot{M} = k_{pTeq} \cdot A_{Teq} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^2}, \quad (2.8)$$

где су: k_{pTeq} и A_{Teq} еквивалентни коефицијент протока и еквивалентна проточна површина турбине. Проток кроз турбину зависи од радних параметара и геометријских параметара турбине. Коефицијенти k_{pTeq} и A_{Teq} углавном зависе од геометријских параметара и могу се мењати само услед промена проточне површине турбине, на пример, услед запрљања и оштећења лопатица или повећања процепа.

Једначина 2.8 може се написати у облику

$$\dot{M} = c_T \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^2}, \quad (2.9)$$

где је c_T проточна карактеристика турбине. Дефинисањем проточне карактеристике турбине на овај начин, вентил испред турбине се не разматра, већ се за прорачун усвајају величине испред групе ступњева турбине.

Сходно претходно наведеном, проточна карактеристика турбине је одређена једначином

$$c_T = \frac{\dot{M}}{\sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^2}}. \quad (2.10)$$

Ако се понашање прегрејане паре апроксимира моделом идеалног гаса, једначина 2.9 се може написати у облику

$$\dot{M} = c_T^T \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^2} \quad (2.11)$$

Проточна карактеристика турбине остаје иста, независно од радних параметара, једино уколико не долази до промене геометрије услед појава наслага, повећања процепа или механичких оштећења. Имајући то у виду, проточна карактеристика турбине може бити и један од показатеља рада парне турбине. На основу познате вредности проточне карактеристике врши се прорачун и анализа рада парне турбине за различите режиме. Вредности проточне карактеристике за одређене делове турбина могуће је проверити спровођењем термотехничких испитивања парног турбопостројења. Проточна карактеристика се дефинише за делове код којих не постоји могућност промене геометрије у одређеном сегменту (на пример регулациони вентил, клапна). Вредност проточне карактеристике је одређена једначином 2.10.

Унутрашња снага турбине зависи од протока заптивне паре кроз унутрашње и спољашње заптивке кућишта TVP и TSP. Повећање протока заптивне паре може доћи услед механичких оштећења заптивки и повећања процепа. Промена процепа и геометрије заптивки је највећа приликом пуштања турбине у погон и приликом појава вибрација. Повећање процепа и последично протока заптивне паре утиче на смањење степена корисности парног турбопостројења. Негативни ефекат промене протока заптивне паре се огледа у погрешном одређивању унутрашње снаге TVP и/или TSP. Уколико се не успостави ток радне материје према реалном стању, уколико се анализира једначина 2.7, повећани проток заптивне паре смањује унутрашњу снагу TNP што доводи до погрешно одређеног степена корисности TNP и доношења погрешног закључка. Један од начина контроле тока радне материје је и мерење протока заптивне паре применом пригушница.

2.2.2 Радне карактеристике кондензатора

Рад кондензаторског постројења, односно кондензатора са пратећом опремом, има битан значај у погледу вредности степена корисности парног турбопостројења. Током експлоатације долази до запрљања цеви кондензатора што утиче на смањење коефицијента пролаза топлоте. Овим се смањује количина топлоте коју је могуће разменити у кондензатору што доводи до пораста притиска и погоршања степена корисности циклуса парног блока. Како би се одредила очекивана вредност притиска у кондензатору потребно је спровести прорачун размене топлоте на основу познатих геометријских података и поредити са измереним притиском.

Такође, до повећања притиска у кондензатору може доћи услед присуства ваздуха што може бити показатељ физичког оштећења кућишта кондензатора или погоршаног рада система за евакуацију ваздуха. На слици 2.1 приказан је дијаграм размене топлоте у кондензатору.

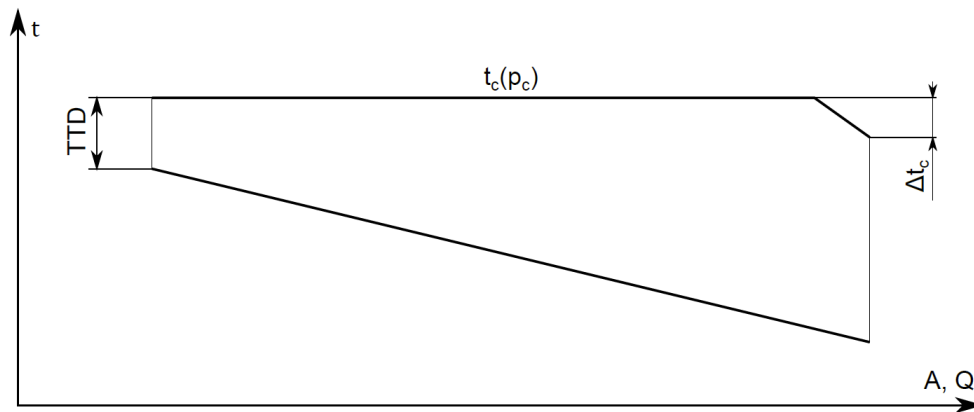
Најважнија радна карактеристика кондензатора је:

- TTD - разлика између температуре кондензације паре и температуре расхладне воде на излазу из кондензатора,
- На бази TTD се може одредити притисак кондензације као један од најважнијих термодинамичких параметара,

Поред TTD при анализи рада блока у експлоатацији од интереса је пратити и:

- Δt_c - потхлађење кондензата,
- Δp_{Cond} - пад притиска у кондензатору са стране расхладне воде.

Одступања ова два додатна параметра од номиналних вредности могу да укажу на проблеме са заптивеношћу и запрљаношћу кондензатора.



Слика 2.1: Дијаграм размене топлоте у кондензатору.

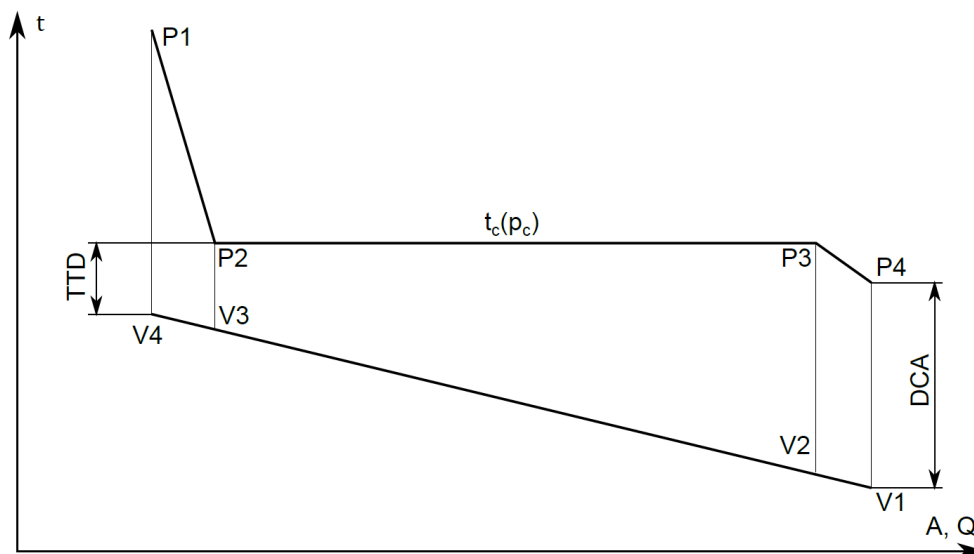
Одступање вредности TTD од очекиване вредности може бити показатељ погоршане размене топлоте и/или присуства велике количине ваздуха у кондензатору. Једна од препоручених мера за контролу заптивености кондензатора је и снимање погоршања притиска у кондензатору приликом искључења уређаја за евакуацију ваздуха (вакуум пумпе или ејектора). Праћењем ове вредности може се донети закључак о стању заптивености кондензатора.

2.2.3 Радне карактеристике загрејача главног кондензата и напојне воде

На слици 2.2 приказан је дијаграм размене топлоте за један загрејач напојне воде. Радне карактеристике које је потребно пратити код загрејача GK/NV су:

- температурна разлика на излазу TTD и
- температурна разлика на улазу DCA .

Слично као и код кондензатора, у загрејачима главног кондензата и напојне воде може доћи до погоршања радних карактеристика услед запрљаности цеви загрејача или присуства некондензујућих гасова. Код загрејача где је притисак испод амбијенталног може доћи до продора ваздуха из околине, као и до издвајања некондензујућих гасова приликом кондензације паре одузимања.



Слика 2.2: Дијаграм размене топлоте у загрејачу GK/NV.

2.2.4 Убризгавање у догрејач паре

У зависности од примењене технологије и начина рада котловског постројења, регулација температуре догрејане паре може бити убризгавањем напојне воде са међустепена напојне пумпе. Убризгавање напојне воде у догрејач паре што се тиче парног турбопостројења је негативна појава, односно, смањује степен корисности парног турбопостројења. На овај начин напојна вода заобилази TVP и смањује се снага на прикључцима генератора. Стога, један од параметара који је потребно пратити јесте одступање протока напојна воде ка догрејачу паре од пројектне вредности.

Догрејач паре није саставни део парног турбопостројења, али утиче на рад. Наиме, повећање пада притиска у догрејачу паре утиче на смањење притиска испред TSP и самим тим смањује степен корисности Ранкин-Клаузијусовог циклуса.

2.3 Основни термодинамички параметри

Поред главних термодинамичких и радних параметара компоненти за анализу рада постројења значајни су и основни термодинамички параметри. Величине које се прате и одређују утицај на одступање главних термодинамичких параметра су:

- притисак и температура свеже паре,
- притисак и температура догрејане паре,
- притисак кондензације,
- притисак и температура напојне воде,
- притисци одузимања паре.

Поред утицаја на главне термодинамичке параметре, праћење основних термодинамичких параметара је значајно и са аспекта процене преосталог радног века.

3 Математички модели компоненти парног турбопостројења

Детаљни прорачун топлотне шеме захтева и прорачун свих компоненти парног турбопостројења. Развијени математички модели за симулацију рада појединих компоненти су имплементирани у јединствени систем и прилагођени су за прорачун топлотне шеме и анализу рада при различитим радним условима. У овом поглављу приказани су развијени и валидирани модели за прорачун компоненти парног турбопостројења, док су у поглављу 4 приказане примери примене. Валидација модела за прорачун компоненти парног турбопостројења је спроведена коришћењем експерименталних резултата добијених током термотехничких испитивања које је реализовала Лабораторија за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења Машинског факултета Универзитета у Београду, спроведених у великом броју термоелектрана у региону Западног Балкана.

3.1 Модел за прорачун рада парне турбине

Поред прорачуна рада парне турбине на номиналним радним условима рада, потребно је спровести прорачун и за парцијалне режиме рада. Приликом прорачуна неопходно је водити рачуна и о начину регулисања снаге парне турбине и ограничењима као што је дозвољени притисак на излазу турбине високог притиска и/или минимални проток паре кроз турбину ниског притиска. Развијеним моделима нису обухваћени прелазни режими или рад парног блока приликом стартовања или заустављања.

Резултат сваког прорачуна треба да буду дефинисане радне карактеристике парне турбине: унутрашњи изентропски степен корисности и проточна карактеристика турбине.

3.1.1 Утицај начина регулисања снаге на рад парне турбине

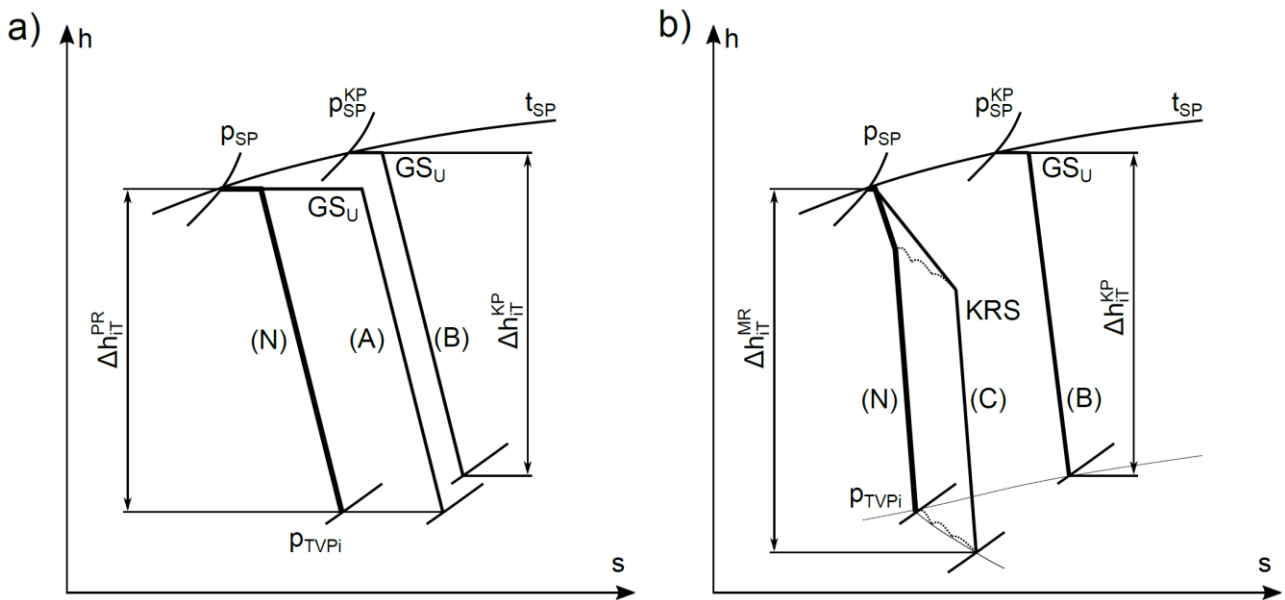
Регулисање снаге парне турбине може бити:

- млазничко,
- пригушивањем
- клизним притиском или
- комбинација регулисања клизним притиском са млазничким или регулисањем пригушивањем.

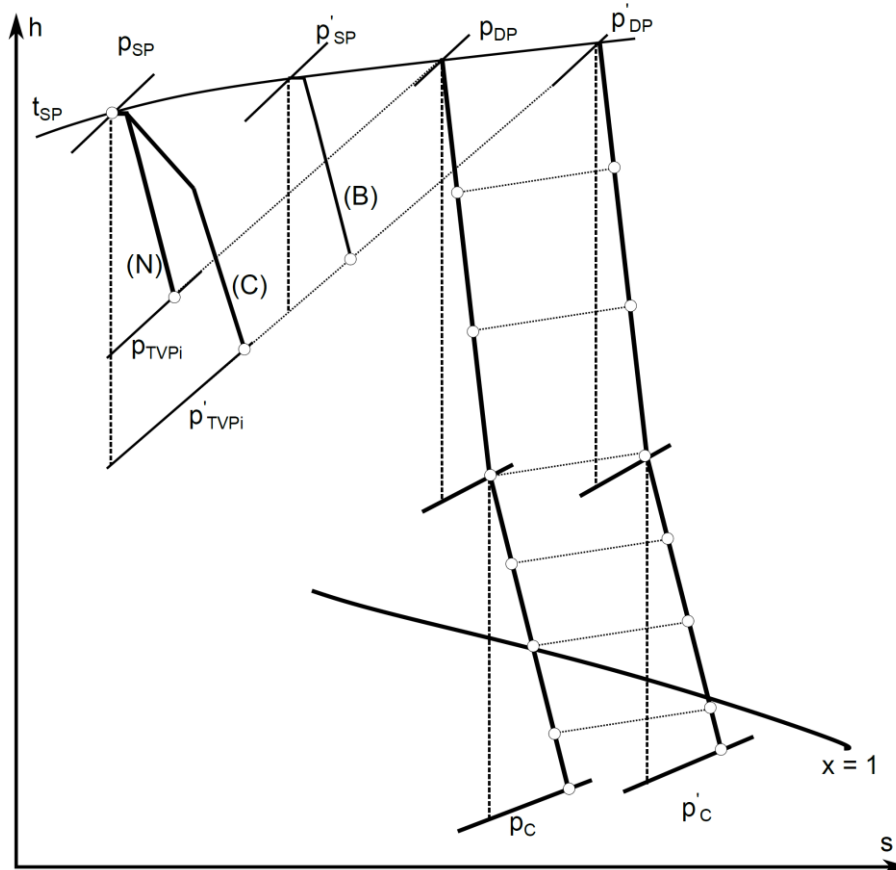
У зависности од начина регулисања долази до промене линије експанзије у турбини што битно утиче на прорачун целе топлотне шеме. На слици 3.1 приказано је поређење линија експанзије паре у TVP за претходно наведене начине регулисања снаге.

На слици 3.2 приказана је линија експанзије паре у турбини за номинални режим и режим са мањим протоком свеже паре за регулисање клизним притиском и млазничким регулисањем снаге.

Ради поређења различитих начина регулисања снаге, на сликама 3.1 и 3.2 приказан је и номинални (N) режим рада.

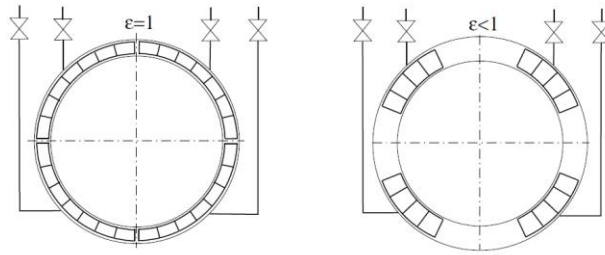


Слика 3.1: Поређење различитих начина регулisaња снаге: а) пригушавањем (А) и клизним притиском (В), б) клизним притиском (В) и млазничким регулisaњем (С).



Слика 3.2: Линија експанзије паре у турбини при промени протока свеже паре за регулisaње клизним притиском (В) и млазничким регулisaњем (С).

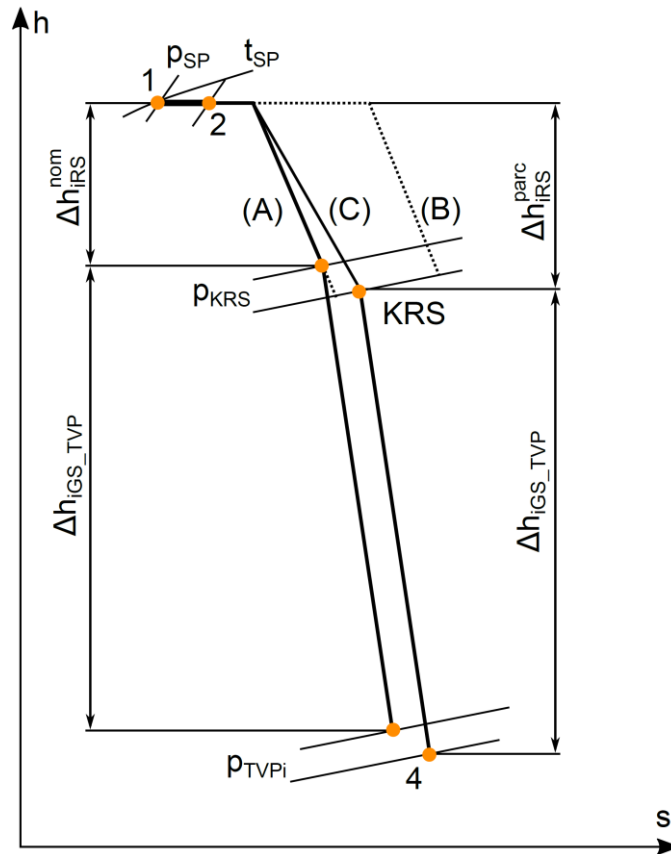
Регулациони ступањ се примењује код турбина са млазничким регулisaњем снаге. На слици 3.3 приказан је модел турбине са четири регулациона вентила код којих се пара доводи по целом обиму (коэффициент пуњења $\varepsilon=1$) или само на одређеном делу ($\varepsilon<1$). Код парцијалног пуњења турбине, поред аеродинамичких губитака постоје и додатни губици који се јављају у регулационом ступњу услед вентилације и убрзавања струје.



Слика 3.3: Регулациони ступањ са пуњењем по целим обимом $\varepsilon = 1$ или парцијално пуњење $\varepsilon < 1$.

Приликом прорачуна рада регулационог ступња, усваја се да су регулациони вентили саставни део ступња [88]. На тај начин је могуће одредити степен корисности регулационог ступња и написати модел који се лако имплементира у рачунарски програм.

На слици 3.4 је приказана линија експанзије паре у TVP са млазничком регулацијом снаге за номинални режим (A) и режим са смањењем протока свеже паре (C). Линија од тачке 1 до тачке 2 представља пригушивање паре у стоп вентилу. После стања 2, пара се пригушује у регулационом вентилу и, иза тога, експандира у регулационом ступњу до стања KRS. На парцијалном режиму рада, један регулациони вентил се притвара, чиме се део паре пригушује (B) док други део паре пролази кроз остале отворене регулационе вентиле без пригушивања (A). У комори регулационог ступња KRS долази до мешања струја. Линија (C) представља еквивалентни процес у регулационом ступњу за смањени проток свеже паре. Приликом развоја модела за прорачун рада регулационог ступња је коришћен такав приступ: процес у регулационом ступњу је моделиран еквивалентном експанзијом и описан једним степеном корисности.



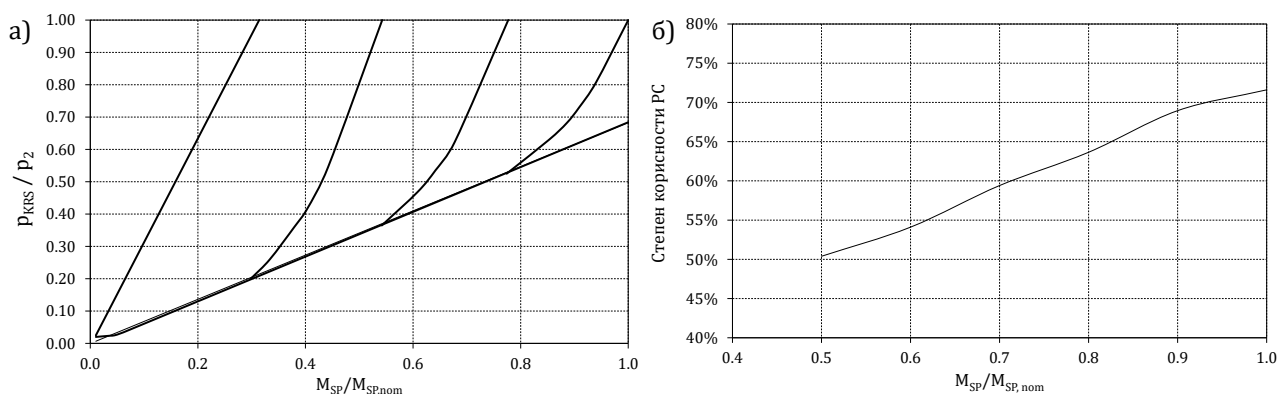
Слика 3.4: Линија експанзије паре у регулационом ступњу.

3.1.2 Турбина високог притиска

У зависности од начина регулисања снаге примењују се и другачији модели за прорачун и анализе рада TVP. Математички модел прорачуна TVP са млазничким регулисањем снаге обухвата регулациони вентил као саставни део турбине тако да степен корисности TVP зависи од режима рада. Са друге стране као што је наведено, степен корисности групе ступњева, односно део турбине где нема промене геометрије, остаје непромењен за различите режиме рада.

Према напоменама у поглављу 2, степен корисности групе ступњева се незнатно мења уколико је испуњен услов да је вредност запреминског протока паре испред групе ступњева непромењена, уколико не постоји промена геометрије услед запрљања, повећања процепа код лопатица или других оштећења. За потребе прорачунског модела усвојено је да се вредност запреминског протока испред групе ступњева веома мало мења, као и да се вредност степена корисности групе ступњева не мења са променом протока свеже паре.

У склопу овог истраживања примењен је модификовани модел за прорачун степена корисности регулационог ступња, који је приказан у литератури [88]. Модел је верификован и калибрисан прорачунима за више различитих TVP за које су постојали експериментални подаци Лабораторије за топлотне турбомашине. На слици 3.5 је дат графички приказ корелација за одређивање степена корисности регулационог ступња у зависности од режима на којем турбина ради, односно, односа између тренутног и номиналног протока свеже паре

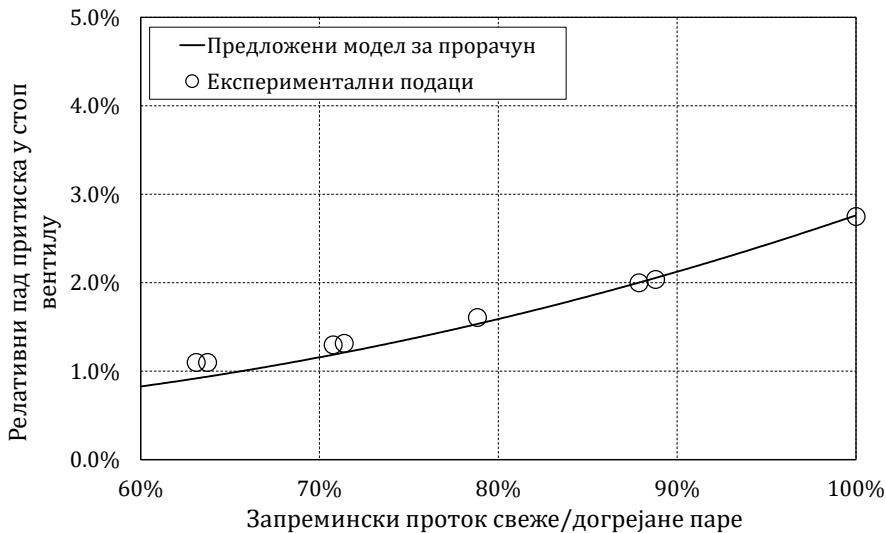


Слика 3.5: Радни параметри регулационог ступња са четири регулациона вентила: а) Примена притиска у комори, б) Степен корисности регулационог ступња.

Применом претходно приказаних података за прорачун регулационог ступња, могу се одредити параметри паре у комори регулационог ступња, и касније применом једначине (2.9) могуће је одредити притисак на излазу из групе ступњева односно, притисак одузимања из турбине и на крају притисак на излазу из TVP.

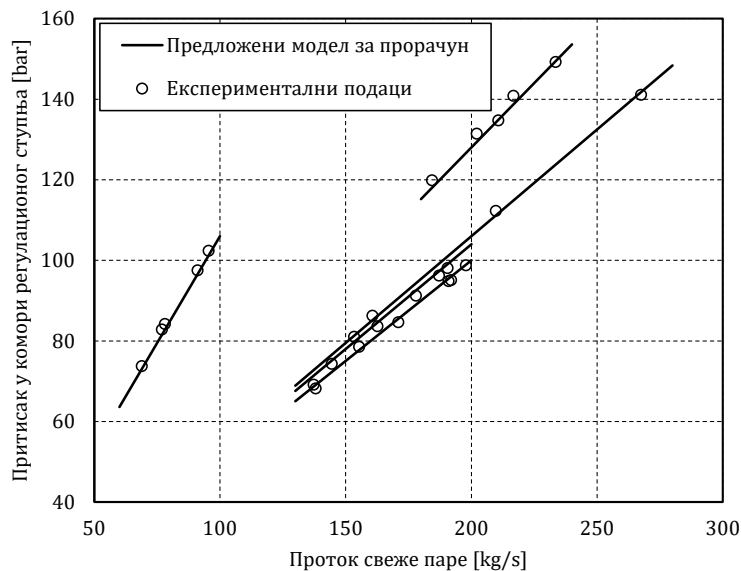
На слици 3.6 приказан је пад притиска у стоп вентилу са променом запреминског протока свеже/догрејане паре. Усвојени модел за прорачун пада притиска у стоп вентилу базира се на примени једначина (2.9) имајући у виду да се проточни пресек стоп вентила не мења у току рада блока.

Исти модел се може усвојити и за прорачун пада притиска у стоп вентилу TSP.



Слика 3.6: Релативни пад притиска у стоп вентилу TVP/TSP.

Приказани дијаграми на слици 3.5 су валидирани за турбине различитих снага, а резултати поређења су приказани на слици 3.7. Према приказаним резултатима на слици 3.7 може се донети закључак о ваљаној методи прорачуна притиска у комори регулационог ступња у односу на масени проток свеже паре.



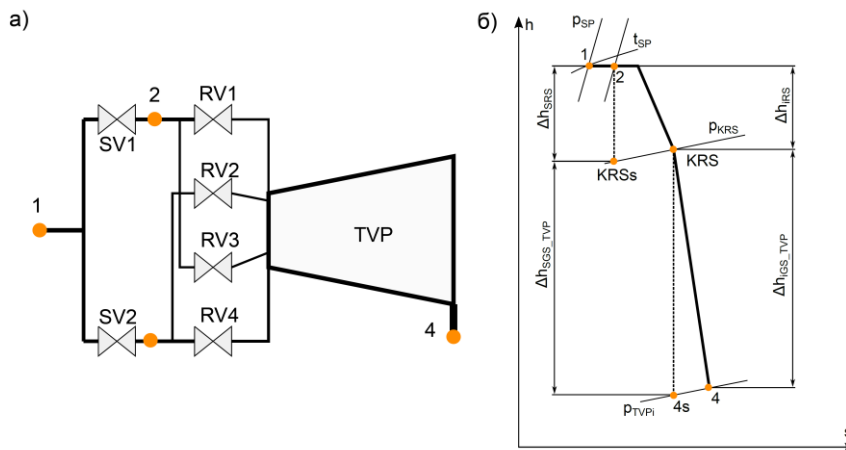
Слика 3.7: Валидација модела за прорачун притиска у комори регулационог ступња за турбине снаге 120 MW, 210 MW, 300 MW и 345 MW.

На слици 3.8 је приказана TVP са млазничким регулисањем снаге и четири регулациона вентила. Прорачун обухвата најпре прорачун регулационог ступња, а касније прорачун сегмената турбине између два одузимања.

Код регулисања снаге пригушивањем свеже пара се доводи у турбину помоћу два главна вентила, при чему се сваки вентил састоје од стоп вентила и регулационог вентила. Регулисање снаге се обавља притварањем оба регулациона вентила, док стоп вентили остају стално отворени.

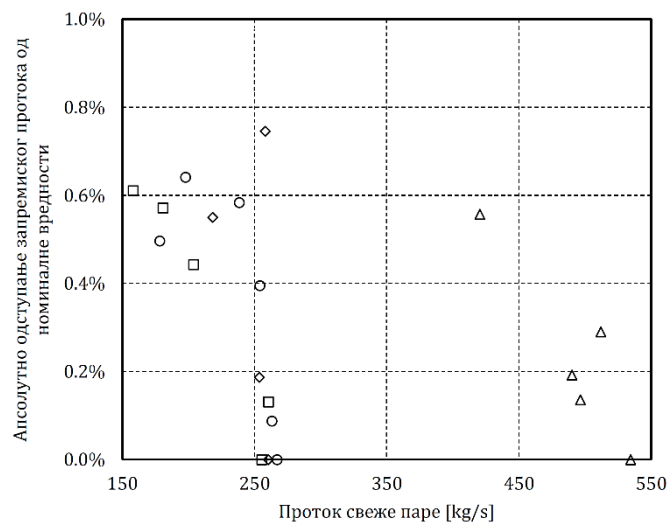
Код регулисања снаге клизним притиском долази до промене притиска свеже паре. Промена притиска се постиже радом напојне пумпе а утиче не само на рад парне турбине, већ и на рад парног котла. С тим у вези, за прорачун радних карактеристика

TVP за случај регулисања снаге клизним притиском потребно је познавати зависност између протока и притиска свеже паре.



Слика 3.8: Млазничко регулисање снаге турбине са четири регулациона вентила: а) модел турбине, б) линија експанзије паре у TVP.

Приликом прорачуна рада TVP за случај регулисања снаге пригушивањем или клизним притиском усвојен је услов да проточна карактеристика TVP остаје непромењена, односно, да је запремински проток паре испред групе ступњева TVP исти за све режиме. На слици 3.9 су приказани експериментални подаци за четири блока различите снаге код којих је регулисање снаге клизним притиском, пригушивањем или комбинацијом ова два начина регулисање снаге.



Слика 3.9: Експериментални подаци одступања запреминског протока свеже паре испред групе ступњева TVP за различите режиме рада три блока снаге 320 и једног блока снаге 650 MW.

Према приказаним експерименталним подацима на слици 3.9, одступање запреминског протока свеже паре на прадијалним режимима од вредности на номиналном режиму је мање од мерне несигурности масеног протока свеже паре која је остварена приликом испитивања. Према томе, може се за модел усвојити да запремински проток паре испред групе ступњева остаје непромењен за све режиме рада, односно, да се проточна карактеристика не мења. С обзиром да се запремински проток испред групе ступњева TVP не мења, као ни геометрија овог дела турбине, следи да ће и степен корисности групе ступњева остати непромењен на различитим режимима.

Развијени математички модел обухвата одређивање проточне карактеристике турбине за сваки сегмент парне турбине између два одузимања паре, односно, од улаза до излаза из групе ступњева уколико не постоји одузимање паре

$$c_T^i = \frac{M_i}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)}}}, \quad (3.1)$$

као и степена корисности за сваки сегмент

$$\eta_{GSTVP}^i = \frac{h_i - h_{i+1}}{h_i - h_{(i+1)s}}. \quad (3.2)$$

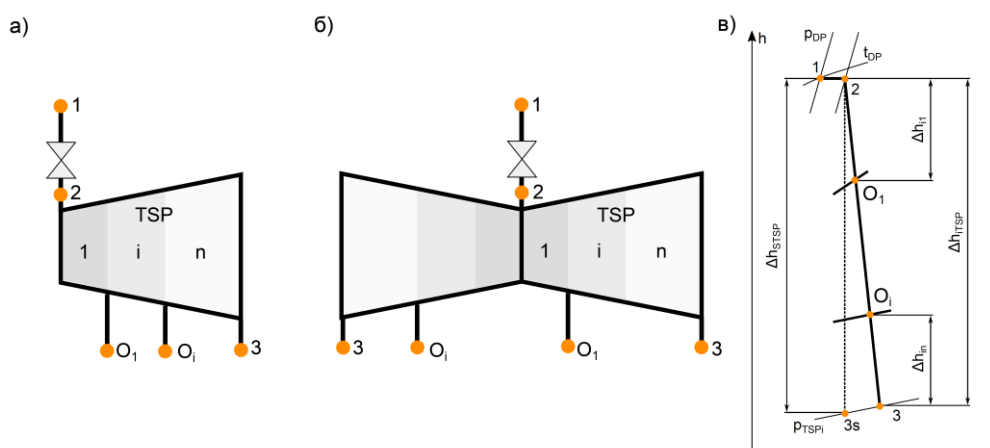
Степен корисности групе ступњева TVP не зависи од промене снаге и режима рада, те је за модел усвојено да се степен корисности са променом режима рада не мења. Код TVP где постоји одузимање паре из турбине, приликом рада турбопостројења без загрејача високог притиска масени проток од дела за одузимање до излаза из турбине се повећава што изазива промену степена корисности групе ступњева

$$\eta_{GSTVP}^{bez\ ZVP} = k_{\eta, ZVP} \cdot \eta_{GSTVP}^{sa\ ZVP}. \quad (3.3)$$

Корекциони фактор $k_{\eta, ZVP} = 0,98$ у једначини 3.3 је усвојен на бази експерименталних резултата са термотехничких испитивања за различите типове TVP.

3.1.3 Турбина средњег притиска

Код блокова са догревањем паре испред турбине средњег притиска налази се главни вентил који нема улогу регулисања снаге. Турбина средњег притиска може бити једнопроточна или двопроточна, слика 3.10, са одређеним бројем нерегулисаних одузимања паре за потребе загревања главног кондензата и напојне воде. Ретко се граде турбине код енергетских блокова велике снаге са могућношћу регулисаног одузимања из проточног дела TSP, већ се регулисано одузимање налази на излазу из турбине и регулација протока се омогућава постављањем регулационог вентила на преструјном пароводу.



Слика 3.10: Модел турбине средњег притиска: а) једнопроточна, б) двопроточна турбина и в) линија експанзије паре.

Развијени математички модел TSP обухвата одређивање проточне карактеристике турбине за сваки сегмент парне турбине између два одузимања паре

$$c_T^i = \frac{\dot{M}_i}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)}}, \quad (3.4)$$

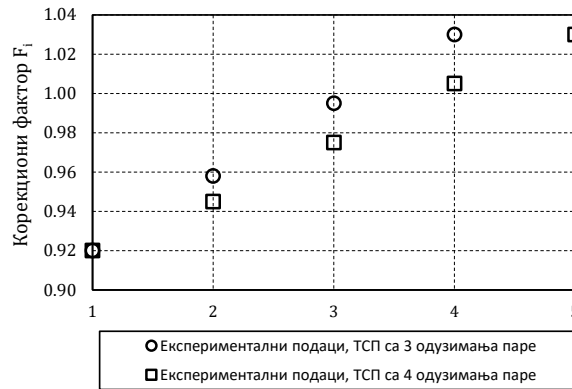
као и степена корисности за сваки сегмент

$$\eta_{GSTSP}^i = \frac{h_i - h_{i+1}}{h_i - h_{(i+1)s}}. \quad (3.5)$$

Степен корисности групе ступњева TSP не зависи од промене снаге и режима рада тако да је у моделу усвојено да се степен корисности не мења са променом режима рада. Имајући у виду да се дужина лопатица повећава од улаза до излаза турбине, постоји и промена у степену корисности између различитих група ступњева, односно, уведена је корекција за промену степена корисности између два одузимања према формули

$$\eta_{GSTSP}^i = \eta_{GSTSP} \cdot F_{GSTSP}^i. \quad (3.6)$$

На слици 3.11 приказана је корекција степена корисности сегмената између два одузимања у односу на степен корисности групе ступњева TSP која је добијена на основу експерименталних података.



Слика 3.11: Корекција степена корисности сегмента између два одузимања паре у односу на степен корисности групе ступњева TSP.

Вредности величине стања за сваки сегмент између два одузимања паре су написана у виду матрице

$$\mathbf{TSP} = \begin{bmatrix} p_1 & t_1 & h_1 & s_1 & v_1 & \dot{M}_1 & c_T^1 & \eta_{GS_TSP}^1 \\ \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots \\ p_n & t_n & h_n & s_n & v_n & \dot{M}_n & c_T^n & \eta_{GS_TSP}^n \end{bmatrix}. \quad (3.7)$$

Приликом прорачуна новог постројења потребно је задати почетне притиске одузимања паре на основу којих ће бити одређене проточне карактеристике сваког сегмента турбине. Касније, за прорачуне парцијалних режима рада постројења ће на основу претходно одређених величина бити израчунати нови притисци одузимања који одговарају захтеваном режиму рада.

Код анализе рада постројења, на основу података који су прикупљени испитивањем одређује се проточна карактеристика турбине и вредност степена корисности за сваки сегмент. Резултати се међусобно пореде за различите режиме рада на којима је испитивање спроведено. Одступање проточне карактеристике турбине или степена

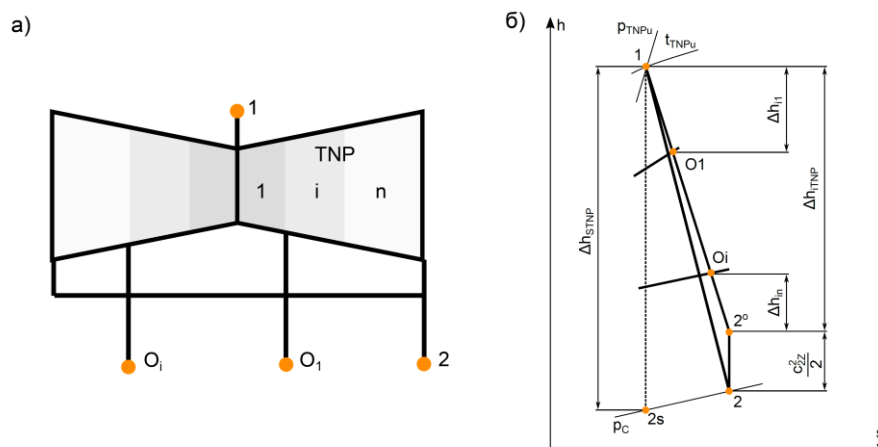
корисности на неком режиму може да указује на постојање грешака у испитивању или обради података.

За парцијалне режиме рада, поред прорачуна притиска на основу проточних карактеристика, уведена је и провера топлотног пада $\Delta h_{IS(i)}$ у турбини између два одузимања. С обзиром на мерне несигурности мерених величина, приликом поређења између топлотног пада на номиналном $\Delta h_{IS(i)_{nom}}$ и парцијалним $\Delta h_{IS(i)}$ режимима дозвољено је одступање до $\pm 2\%$. Оваквим поређењем резултата уведена је додатна стабилност приликом прорачуна линије експанзије у турбини. Услов о константности топлотних падова на два сегмента турбине не важи за последњи сегмент уколико постоји вентил регулисаног одузимања за потребе система даљинског грејања или технолошке паре (али за ту сврху је познат притисак регулисаног одузимања) и за последњи сегмент турбине ниског притиска.

3.1.4 Турбина ниског притиска

Експанзија турбине ниског притиска (ТНП) се завршава у области влажне паре а прорачун ТНП се спроводи до последњег одузимања паре за потребе загревања главног кондензата (слика 3.12). Иза тога, од последњег одузимања до излаза из ТНП, линија експанзије се прорачунава на основу познатог притиска у кондензатору. Притисак иза последњег ступња се разликује од притиска у кондензатору с обзиром да се пара успорава у излазном дифузору ТНП. Са довољном тачношћу, у развијеном математичком моделу, усвојено је да је вредност притиска иза последњег ступња једнака вредности притиска у кондензатору који се одређује на основу прорачуна кондензаторског постројења. Последње одузимање паре за загревање главног кондензата може бити у зони прегрејане паре или делимично у области влажне паре. Овде постоји изузетак примене једначине 2.9 због нестабилности прорачуна када се експанзија завршава у области влажне паре. Уколико је прорачуном одређено стање последњег одузимања у подручју влажне паре усваја се исти топлотни пад као за номинални режим.

За прорачун рада ТНП и одређивања вредности степена корисности ТНП потребно је унети и податке о висини лопатица и средњег пречника последњег ступња.



Слика 3.12: Модел турбине ниског притиска: а) модел турбине и б) линија експанзије паре у турбини.

Степен корисности ТНП обухвата и губитак са излазном брзином и на основу те вредности се врши прорачун термодинамичких стања одузимања паре. Приликом промене режима рада, као и притиска у кондензатору, долази до промене степена корисности ТНП. Наиме, променом притиска на излазу из ТНП или услова на улазу,

долази до промене брзине паре на излазу из турбине. Променом радних услова потребно је одредити нову вредност степена корисности TNP.

Најпре, за номиналне услове рада потребно је одредити степен корисности групе ступњева турбине према линији експанзије која је приказана на слици 3.12

$$\eta_{GSTNP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.8)$$

У развијеном моделу усвојено је да се не мења степен корисности групе ступњева TNP имајући у виду да у великом опсегу рада не постоји значајна промена степена корисности, као што је то приказано у докторској дисертацији Петровића [50] и раду Петровића и Риса (Riess) [51].

Касније, са променом услова потребно је одредити нову аксијалну брзину c_{2a} и апсолутну брзину c_2 струје на излазу из турбине.

$$c_{2a} = \frac{\dot{M}_{TNP} \cdot v_2}{\pi \cdot D_2 \cdot l_2}, \quad c_2 = c_{2a} \cdot \sin \alpha_2, \quad (3.9)$$

где је α_2 апсолутни угао струје на излазу из радног кола.

Нови степен корисности TNP према једначини

$$\eta_{TNP} = \frac{h_1 - h_{2o}}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.10)$$

Приликом обраде резултата испитивања и одређивања тренутног степена корисности TNP потребно је спровести итеративни прорачун на такав начин да се задовољи биланс снаге на вратилу турбине

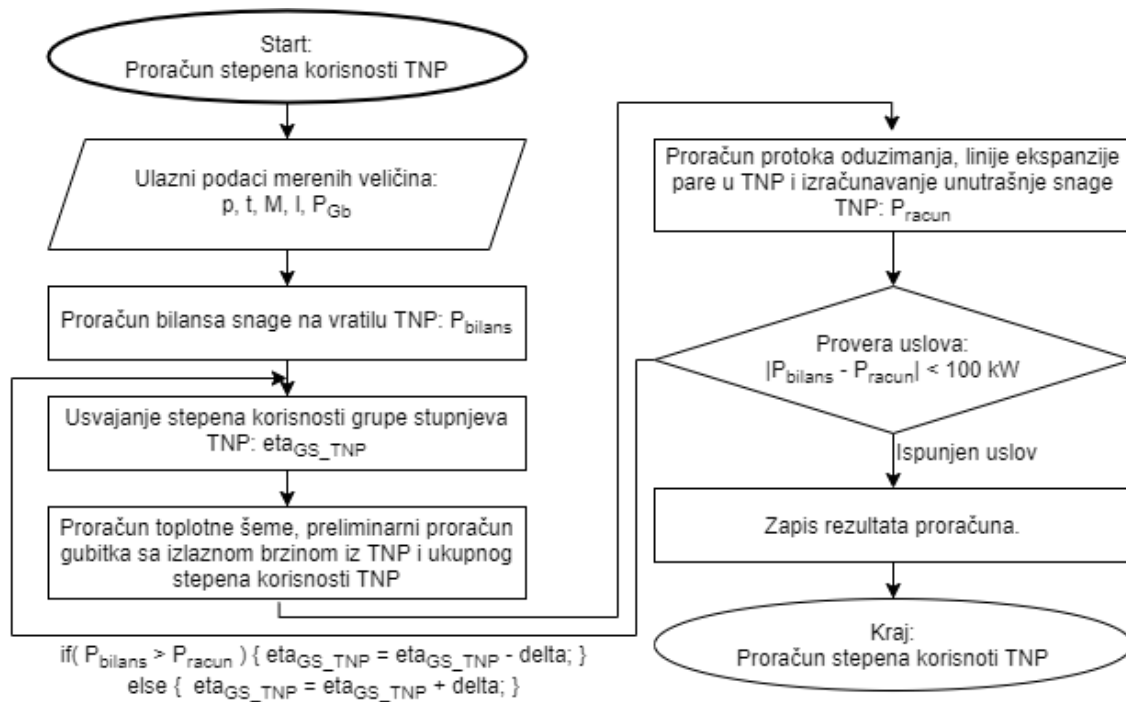
$$P_{TNP} = \frac{P_{Gb}}{\eta_G} - P_{TVP} - P_{TSP} - P_{meh,TVP} - P_{meh,TSP} - P_{meh,TNP}, \quad (3.11)$$

где су: P_{Gb} и η_G измерена бруто снага на прикључцима генератора и степен корисности електричног генератора. Величине P_{TVP} , P_{TSP} и P_{TNP} , редом, су унутрашње механичке снаге TVP, TSP и TNP и $P_{meh,TVP}$, $P_{meh,TSP}$ и $P_{meh,TNP}$, редом, су механички губици турбине.

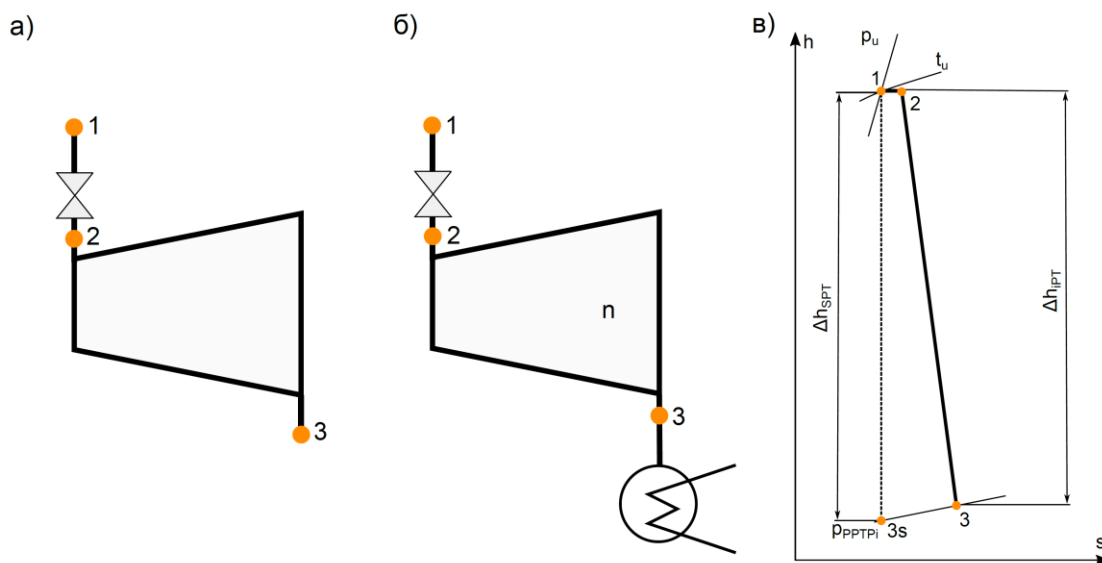
На слици 3.13 је приказан алгоритам модела за прорачун турбине ниског притиска.

3.1.5 Помоћна парна турбина за погон агрегата напојне пумпе

Помоћна парна турбина се погони паром одузетом из турбине, а количина паре одузимања се одређује прорачуном снаге агрегата напојне пумпе. Помоћна парна турбина може бити противпритисна или кондензациона, слика 3.14. За регулисање снаге се може применити пригушивање или млазничко регулисање.



Слика 3.13: Алгоритам за прорачун турбине ниског притиска.



Слика 3.14: Помоћна турбина за погон напојне пумпе: а) противпритисна, б) кондензациона парна турбина и в) линија експанзије паре.

Модели за прорачун различитих начина регулисања снаге су већ описани у поглављу 3.1.1. Модел за одређивање потребне снаге агрегата напојне пумпе је описан у поглављу 3.6. Потребна снага на спојници помоћне парне турбине износи

$$P_{PT_NP} = P_{NP} + P_{meh, NP} \quad (3.12)$$

где су: P_{NP} потребна снага за погон напојне пумпе и $P_{meh, NP}$ механички губици агрегата напојне пумпе.

Потребан проток паре одузимања износи

$$\dot{M}_{o_PT} = \frac{P_{PT_NP}}{h_u - h_i}, \quad (3.13)$$

где су: h_u и h_i енталпије паре одузимања на улазу и излазу помоћне парне турбине.

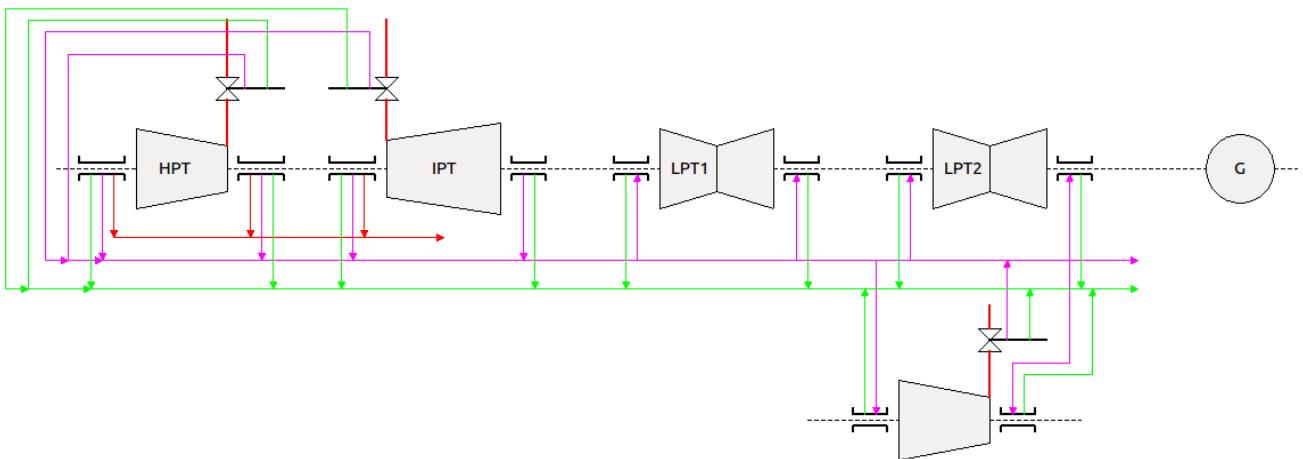
Приликом обраде резултата испитивања, на основу измерених вредности притисака и температуре испред и иза противпритисне турбине, слика 3.14, могуће је одредити степен корисности према једначини

$$\eta_{PT} = \frac{h_u - h_i}{h_u - h_{is}}. \quad (3.14)$$

Када је помоћна парна турбина кондензационог типа, како би се одредио степен корисности помоћне турбине потребно је предвидети и мерење протока паре одузимања или кондензата паре одузимања. У овом случају се спроводи исти поступак за прорачун TNP (поглавље 3.1.3).

3.1.6 Систем заптивне паре

Проток заптивне паре утиче на расподелу протока кроз турбину и на тај начин утиче и на прорачун топлотне шеме парног турбопостројења. На слици 3.15 је приказана дефинисана шема заптивне паре у развијеном моделу. Као уобичајене вредности су унети процентуални износи протока заптивне паре од протока свеже паре.



Слика 3.15: Модел система заптивне паре турбине.

Детаљан прорачун губитка паре кроз заптивке описан је детаљно у књизи [88]. За примену ове методе потребно је познавати облик заптивки, пречник на којима се оне налазе као и висину одговарајућих процепа. За парне турбине које су у експлоатацији геометрија заптивки је промењена, тако да се техничка документације не може сматрати поузданом за прорачун. На основу методе описане у поглављу 2 за проточну карактеристику турбине, аналогно је написан и модел за прорачун протока заптивне паре, односно, за прорачун заптивне паре примењује се једначина 2.9.

Проточна карактеристика остаје иста за све режиме, док промене вредности проточне карактеристике може доћи само услед промене проточног пресека.

У развијеном програму је могуће вршити избор места одвођења заптивне паре. С обзиром да је заптивна пара до улаза, односно, излаза из TVP високе температуре могуће је топлоту искористити и одводити у неко одузимање паре за потребе загревања главног кондензата или напојне воде. Сходно томе су познате и вредности

притисака за примену једначине 2.9. Такође, могуће је предвидети и хладњак заптивне паре у линији главног кондензата.

3.2 Модел за прорачун рада кондензатора

Рад кондензаторског постројења зависи од спољних услова, односно температуре и протока расхладне воде, и режима рада постројења. Код моделирања рада кондензаторског постројења, прорачуном размене топлоте се одређују радне карактеристике кондензатора. Применом математичког модела за прорачун коефицијента пролаза топлоте који је приказан у стандарду [66] добијају се резултати који се веома добро слажу са експерименталним подацима. Због тога је овакав модел имплементиран у систем за прорачун рада кондензаторског постројења.

Према овом математичком моделу према стандарду [66], коефицијент пролаза топлоте је дефинисан једначином

$$k = k_B \cdot f_W \cdot f_m \cdot f_c \cdot f_S, \quad (3.15)$$

где је k_B базни коефицијент пролаза топлоте, док су f_W , f_m , f_c и f_S поправке за температуру расхладне воде, материјал и степен чистоће и корекција за присуство ваздуха у кондензатору. Модел важи за кондензатор са правим цевима кроз које струји расхладна вода. Приликом примене модела, сматра се да уређаји за евакуисање ваздуха из кондензатора раде према пројекту и да се у кондензатору не налази ваздух који омета размену топлоте.

Дефинисањем коефицијента пролаза топлоте на овај начин, модел је могуће применити како за прорачун потребне површине за размену топлоте (дизајн кондензатора), тако и за анализу рада кондензатора при задатим радним условима.

Размењена топлота у кондензатору износи

$$\dot{Q}_{COND} = k \cdot A_{COND} \cdot \Delta t_{\log}, \quad (3.16)$$

где је A_{COND} укупна површина за размену топлоте и Δt_{\log} логаритамска температурна разлика кондензатора

$$\Delta t_{\log} = \frac{t_{RV,i} - t_{RV,u}}{\ln\left(\frac{t_c - t_{RV,u}}{t_c - t_{RV,i}}\right)}, \quad (3.17)$$

при чему су $t_{RV,u}$ и $t_{RV,i}$ температуре расхладне воде на улазу и излазу, а t_c температура кондензације паре.

Са друге стране, размењена количина топлоте се може одредити или помоћу пораста енталпије расхладне воде и измереног протока расхладне воде

$$\dot{Q}_{COND}^{RV} = \dot{M}_{RV} \cdot (h_{RV,i} - h_{RV,u}), \quad (3.18)$$

или предате количине топлоте са стране паре

$$\dot{Q}_{COND}^{TNP} = \dot{M}_{TNP} \cdot (h_c - h_{KOND}) + \dot{M}_{KO} \cdot (h_{KO} - h_{KOND}) + \dot{M}_{ZP} \cdot (h_{ZP} - h_{KOND}), \quad (3.19)$$

где је \dot{M}_{KO} проток кондензата одузимања паре за загрејаче главног кондензата и \dot{M}_{ZP} проток заптивне паре.

Мерење протока расхладне воде није увек поуздано, па се размењена количина топлоте у кондензатору рачуна према једначини 3.19. Проток расхладне воде се у том случају може одредити на основу једначине 3.18.

Итеративни прорачун почиње од усвајања притиска у кондензатору а, затим, се проверавају биланси између одређених размењених топлота помоћу једначина 3.16 и 3.19, односно

$$|Q_{COND}^{TNP} - Q_{COND}| < 100 \text{ kW}. \quad (3.20)$$

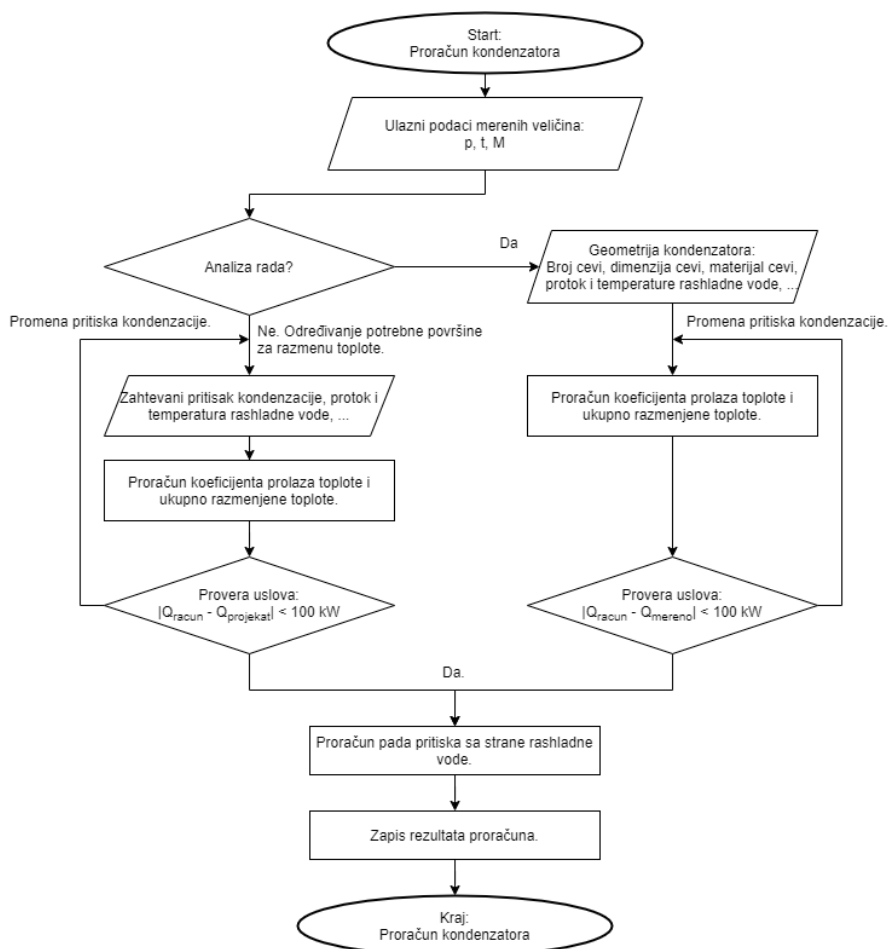
Уколико услов 3.20 није задовољен, усваја се нова вредност притиска у кондензатору и понавља итеративни прорачун.

Пад притиска у кондензатору је могуће одредити применом једначине према моделу приказаном у [66]

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{UK} + \Delta p_{IK} + \Delta p_{CK}, \quad (3.21)$$

где су: Δp_c пад притиска у цевима, Δp_{UK} и Δp_{IK} пад притиска у улазној и излазној воденој комори и Δp_{CK} пад притиска на цевним крајевима.

На слици 3.16 је приказан алгоритам за прорачун рада кондензаторског постројења. Прорачун се спроводи истовременом са прорачуном парне турбине с обзиром да су резултати прорачуна улазни подаци за прорачун кондензатора.



Слика 3.16: Алгоритам за прорачун рада кондензатора.

3.3 Модел за прорачун рада загрејача главног кондензата и напојне воде

Термички прорачун загрејача главног кондензата и напојне воде обухвата прорачун коефицијента пролаза топлоте за зону хлађења паре, зону кондензације и зону хлађења кондензата. За прорачун неопходно је познавати радне параметре и геометрију загрејача. Радни параметри за прорачун загрејача одређени су прорачуном топлоте шеме блока.

Модел који је укључен важи за прорачун површинских загрејача са U-цевима и базиран је на моделу Вебера и Ворека [80], [82].

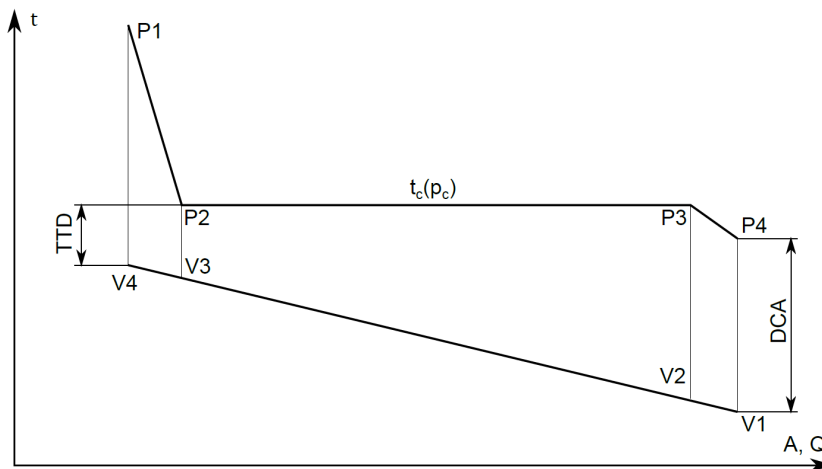
Пара која се одузима из турбине за потребе загревања главног кондензата, односно напојне воде, се путем паровода одузимања доводи до загрејача. На слици 3.17 приказан је дијаграм размене топлоте једног површинског размењивача топлоте са хладњаком кондензата паре одузимања.

Математички модел који је имплементиран у систем за прорачун топлотне шеме обухвата дефинисање коефицијента пролаза топлоте за три зоне: зона хлађења паре, зона кондензације паре и зона потхлађења кондензата паре одузимања.

У моделу да се најпре одреди отпор прелазу топлоте R_t . За зону хлађења паре и зону хлађења кондензата паре R_t може се одредити изразом

$$R_t = R_p + R_{f0} + R_\lambda + R_v, \quad (3.22)$$

где су: R_p отпор прелазу топлоте са стране паре, R_{f0} запрљање цеви, R_λ отпор провођења топлоте и R_v отпор прелазу топлоте са стране воде.



Слика 3.17: Дијаграм размене топлоте у површинском размењивачу топлоте.

Коефицијент прелазу топлоте са стране паре на зид цеви се одређује помоћу следеће једначине

$$k_p = k_{bazno} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_s \cdot J_b, \quad (3.23)$$

где је k_{bazno} базни коефицијент прелазу топлоте, J_c корекција услед попречног наструјавања, J_l корекција услед цурења воде/паре, J_s корекција услед размака плоча код улаза и излаза и J_b корекција услед заобилажења дела површине.

Запрљање R_{f0} се усваја према датом хемијском саставу главног кондензата, односно напојне воде. Отпор провођењу топлоте R_λ зависи од материјала цеви, односно коефицијент проводљивости материјала λ и дебљине зида δ .

Отпор прелазу топлоте са стране воде се одређује из једначине

$$k_v = k \cdot \text{Re}^x \cdot \text{Pr}^y. \quad (3.24)$$

Отпор пролаза топлоте за зону кондензације R_t се одређује помоћу једначине

$$R_t = R_c + R_v + R_\lambda + R_{f0}, \quad (3.25)$$

где је R_c отпор прелазу топлоте приликом кондензације паре, R_v отпор прелазу топлоте са стране воде, R_λ отпор провођења топлоте и R_{f0} отпор преносу топлоте услед запрљања.

Размењена топлота у загрејачу износи

$$\dot{Q}_z = k_{HP} \cdot A_{HP} \cdot \Delta t_{HP} + k_{COND} \cdot A_{COND} \cdot \Delta t_{COND} + k_{HK} \cdot A_{HK} \cdot \Delta t_{HK}, \quad (3.26)$$

где се ознаке HP, COND и HK односе на зону хлађења паре, зону кондензације и зону потхлађења кондензата одузимања паре. Вредност логаритамске температурне разлике за сваку од зона размене топлоте се одређује према једначини 3.17.

Са друге стране размењена количина топлоте се може одредити или помоћу пораста енталпије и измереног протока GK/NV

$$\dot{Q}^v = \dot{M}_{GK/NV} \cdot (h_i - h_u), \quad (3.27)$$

или предате количине топлоте са стране паре

$$\dot{Q}^p = \dot{M}_{p0} \cdot (h_{p0} - h_{ko}) + \dot{M}'_{ko} \cdot (h'_{ko} - h_{ko}), \quad (3.28)$$

где је \dot{M}'_{ko} проток кондензата одузимања паре из наредног загрејача.

Једначина 3.28 примењује се за израчунавање протока одузимања паре у случају да не постоји уграђена пригушница за мерење протока. За почетну вредност потребно је одредити проток одузимања паре помоћу једначине 3.28 и одредити размењену топлоту по свакој зони загрејача. На основу размењене топлоте по зонама могуће је одредити и температуре GK/NV између зона на основу којих ће бити одређене логаритамске температурне разлике и израчуната вредност размењене количине топлоте помоћу једначине 3.26. Прорачун се обавља док се не задовољи топлотни биланс између одређених размењених топлота помоћу једначина 3.27 и 3.26, односно

$$|Q_z^v - Q_z| < 100 \text{ kW}. \quad (3.29)$$

Претходно описан модел може се применити за случај прорачуна потребне површине за размену топлоте или анализе рада постојећих загрејача. На основу радних параметара, предвиђених материјала и пречника и дебљине цеви могуће је одредити потребну површину за размену топлоте. Приликом анализе рада на основу измерених радних параметара одређују се радне карактеристике које је могуће постићи при унетим пројектним подацима. Уколико је одређени број цеви затворен услед оштећења, потребно је унети број затворених цеви како би тренутно стање било референтно за прорачун. Касније се врши провера запрљања цеви R_{f0} . Некондензујуће гасове у

загрејачу није могуће одредити прорачуном, те ће њихов утицај бити компензован вредношћу R_{f0} .

Радне карактеристике којима се прати рад загрејача у току експлоатације су температурна разлика на излазу TTD и улазу DCA . Обе радне карактеристике су одређене у односу на температуру кондензације паре у загрејачу главног кондензата, односно, напојне воде. Стога, било је потребно одредити пад притиска паре у зони хлађења паре. Пад притиска у зони хлађења паре зависи од постављених препрека како би било омогућено попречно наструјавање паре преко цеви кроз које струји главни кондензат или напојна вода и локалних отпора услед преструјавања преко цеви.

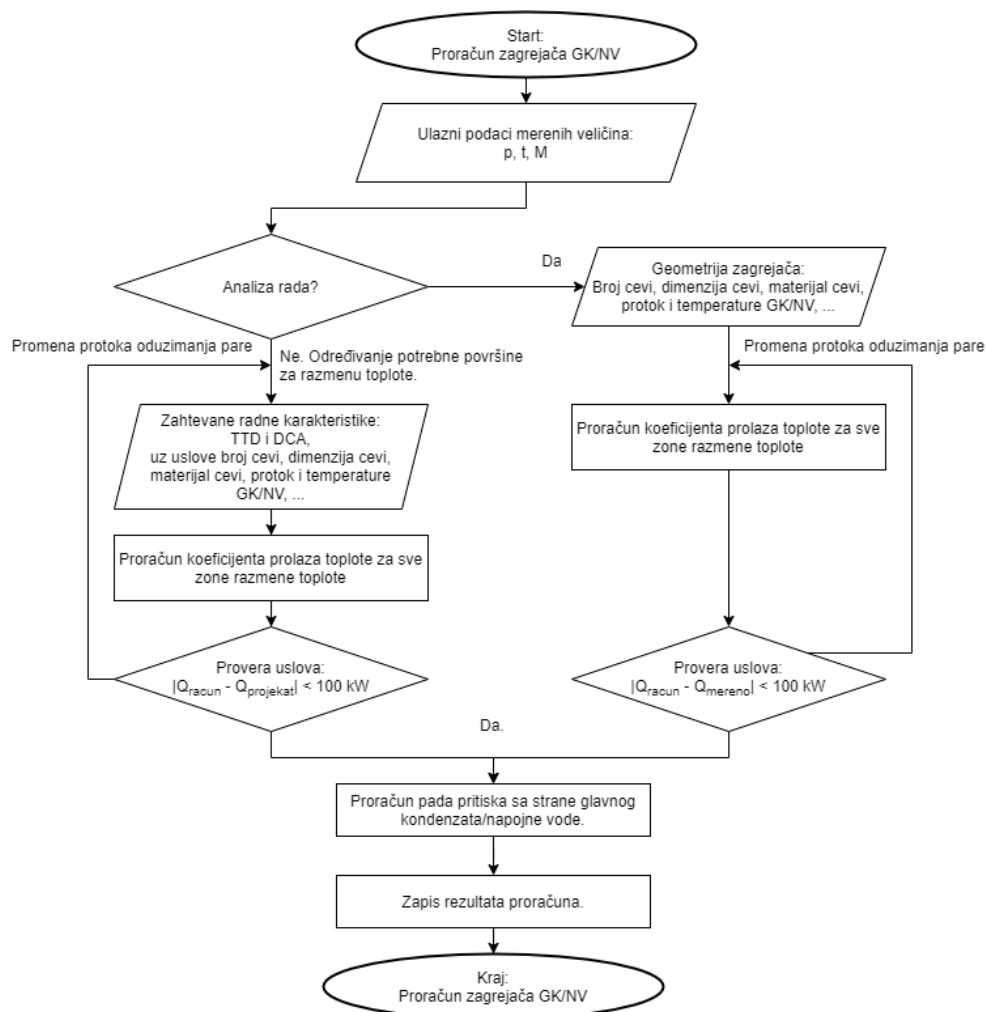
Пад притиска са парне стране у зони хлађења паре према моделу износи [80], [82]

$$\Delta p_1 = ((N_b - 1) \cdot \Delta p_a \cdot J_b + N_b \cdot \Delta p_b) \cdot J_l + 2 \cdot \Delta p_a \cdot J_b \cdot J_s \quad (3.30)$$

где је Δp_a пад притиска при попречном наструјавању цеви, Δp_b пад притиска услед струјања кроз отворе на преградама и N_b број преграда.

Остали експериментални подаци потребни за примену методе су дати у [80] и [82].

На слици 3.18 приказан је алгоритам за прорачун рада загрејача главног кондензата и напојне воде. Потребни радни параметри су резултат прорачуна топлотне шеме парног турбопостројења.

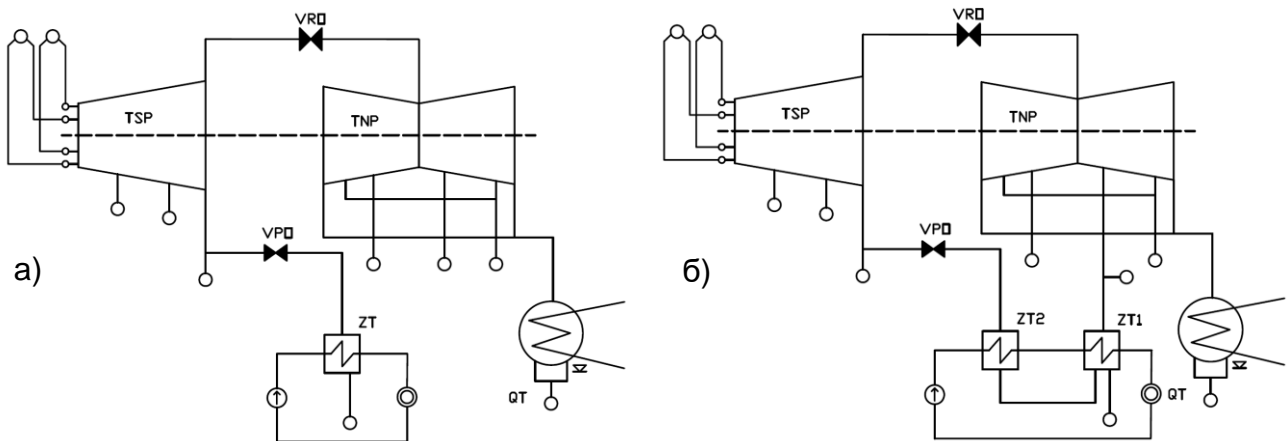


Слика 3.18: Алгоритам за прорачун рада загрејача.

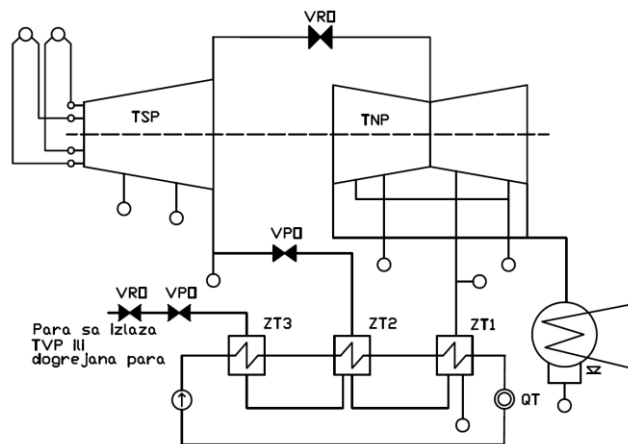
3.4 Прорачун рада система за даљинско грејање

Приликом изградње новог постројења или реконструкције постојећег постројења уколико постоји захтев за топлотном енергијом за грејање потребно је и размотрити рад постројења у кондензационом и при комбинованој производњи електричне енергије и топлоте. С тим у вези, развијен је модел за прорачун система одузимања паре из турбине за систем даљинског грејања.

У случају одузимања паре из турбине за потребе система даљинског грејања развијени су модели за једностепено и двостепено, слика 3.19, док је на слици 3.20 приказана шема са тростепеним загревањем воде за даљинско грејање.



Слика 3.19: Систем даљинског грејања: а) једностепено и б) двостепено загревање.



Слика 3.20: Тростепено загревање воде у систему даљинског грејања.

Притисак одузимања паре зависи од температурног режима топловода, односно, на основу температуре одлазне воде усваја се место одузимања паре из турбине. Одузимања за грејаче система даљинског грејања могу бити регулисана и нерегулисана (слика 3.19 и 3.20). Оптимизација топлотне шеме захтева разматрање различитих шема даљинског грејања, броја одузимања и места одузимања из турбине.

Регулација температуре одлазне воде обавља се регулацијом протока паре одузимања ка грејачу топлоте. Развијени математички модел за прорачун система за даљинско грејање имплементиран је у систему за прорачун топлотне шеме, с обзиром да одузимања утичу на линију експанзије паре у турбини, рад кондензатора, као и на рад грејача главног кондензата и напојне воде.

У даљем тексту, математички модел за прорачун система даљинског грејања је описан на моделу са једним одузимањем, слика 3.19. За потребе израде модела потребно је

најпре дефинисати температурни режим t_{OV}/t_{PV} (одлазна температура и повратна температура воде за даљинско грејање). Радне карактеристике загрејача TTD и DCA су унапред познате и на основу тих вредности се врши димензионисање загрејача.

Размењену количину топлоте у загрејачу одређена је помоћу једначине

$$\dot{Q}_T = \dot{M}_{DG} \cdot (h_{OV} - h_{PV}) \quad (3.31)$$

где су: \dot{M}_{DG} масени проток воде у систему даљинског грејања, h_{OV} и h_{PV} енталпије одлазне и повратне воде.

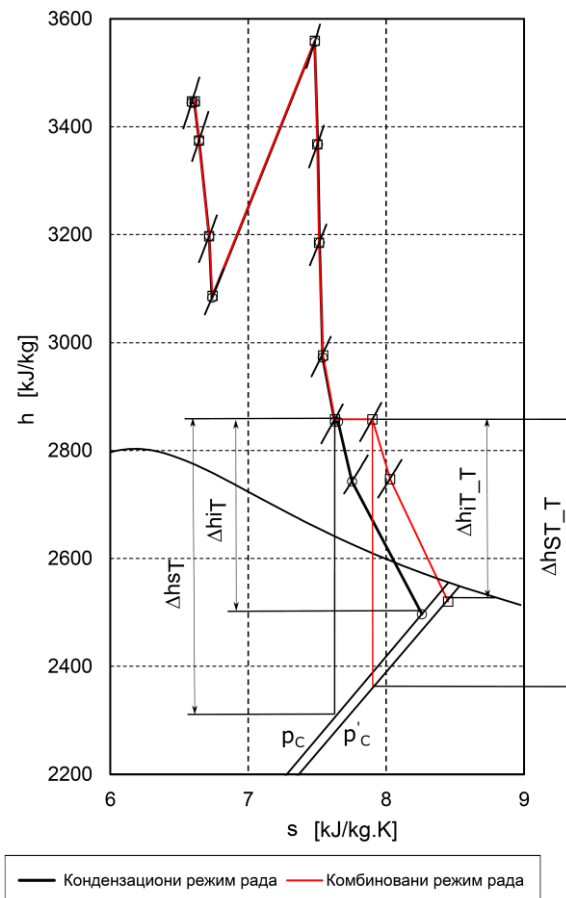
Радни параметри паре усвајају се на основу рада постројења у кондензационом режиму и користе се као почетне вредности итерације. На овај начин могуће је одредити и потребан проток паре за дефинисано загревање воде у загрејачима

$$\dot{M}_o = \frac{\dot{Q}_T}{h_o - h_{ko}} \quad (3.32)$$

где су h_o и h_{ko} енталпије паре одузете из турбине и њеног кондензата.

Приликом промене захтева за топлотом потребно је регулисати проток одузете паре ка загрејачу топлоте дејством на VRO што за последицу има промену линије експанзије паре у турбини, слика 3.21.

За прорачун рада постројења у комбинованом режиму, најпре је потребно спровести прорачун рада у кондензационом режиму како би биле одређене све проточне карактеристике турбине. На основу познатих величина се спроводи даљи прорачун.

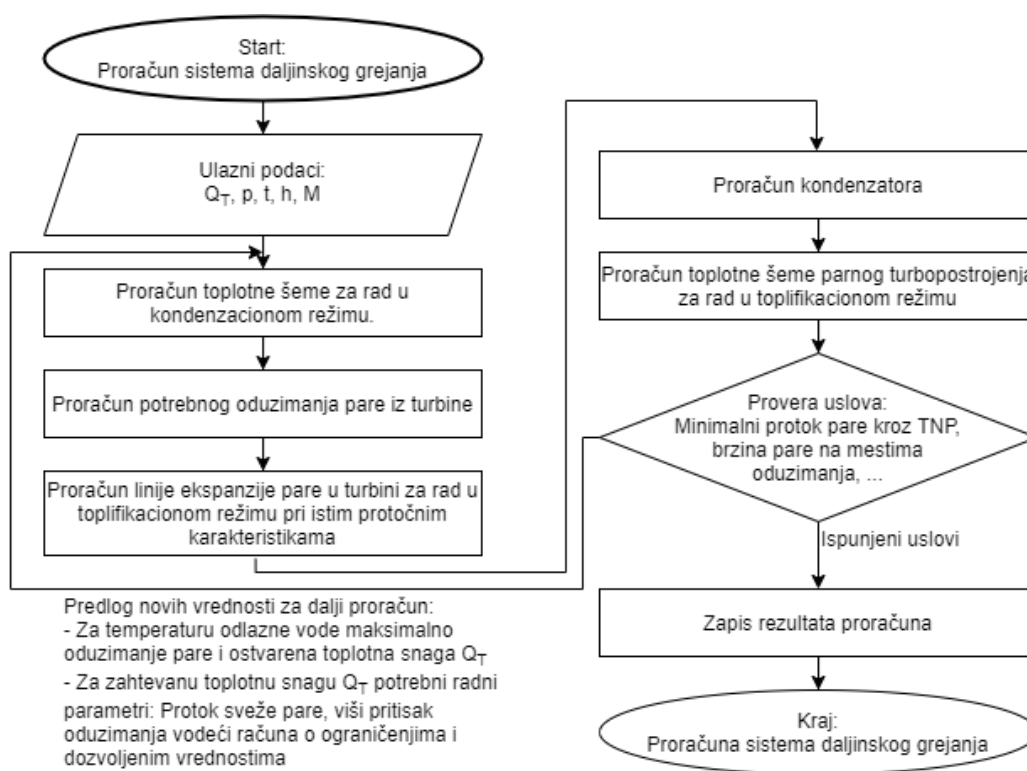


Слика 3.21: Линија експанзије паре у турбини за кондензациони и комбиновани режим рада постројења.

Применом поступка описаног у поглављу 2 могуће је одредити ново стање на улазу у турбину ниског притиска и тако одредити нову линију експанзије. Одузимањем паре из турбине за потребе система даљинског грејања смањује се и проток паре кроз кондензатор, што се манифестује нижим притиском у кондензатору. За потребе прорачуна нове вредности притиска у кондензатору потребно је применити претходно описани модел који је приказан у поглављу 3.2.

У развијеном моделу за прорачун је предвиђена и могућност додатних ограничења и подешавања попут вредности максималне дозвољене брзине у пароводу одузимања и вредности максималног дозвољеног масеног протока паре одузете из турбине.

На слици 3.22 приказан је алгоритам за прорачун рада система за даљинско грејање. За прорачун је потребно спровести итеративни прорачун топлотне шеме парног турбопостројења, компоненти турбопостројења и система даљинског грејања.



Слика 3.22: Алгоритам за прорачун рада система даљинског грејања.

3.5 Прорачун одузимања паре за технолошког потрошача

Парно турбопостројење може бити погодан избор за снабдевање технолошком паром индустријског постројења. Притисак и масени проток технолошке паре представљају улазне параметре за прорачун. На овај начин дефинисано је место које јегодно за одузимање из турбине. Како би притисак и масени проток одузете паре био према захтеву потрошача регулација се обавља вентилом регулисаног одузимања.

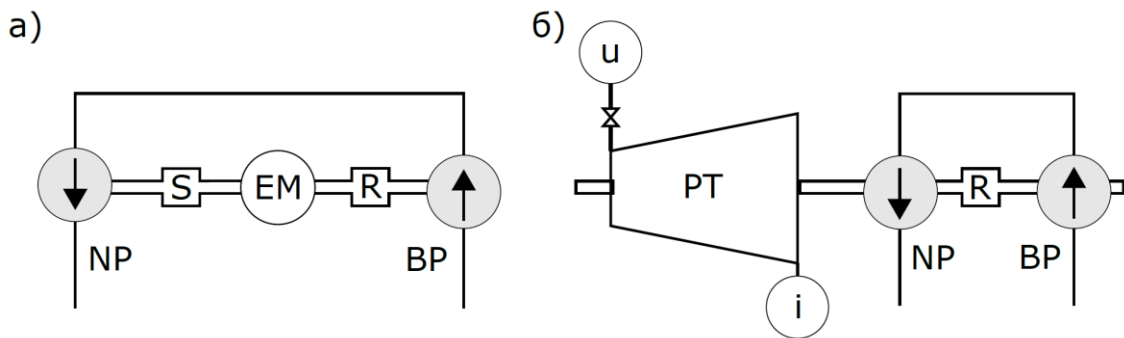
Алгоритам за прорачун рада парне турбине када постоји одузимање паре из турбине за потребе технолошког потрошача је идентична приказаној у поглављу 3.4.

3.6 Прорачун рада агрегата напојне пумпе

Напојна пумпа у парним турбопостројењима може бити погоњена електромотором или помоћном парном турбином која се снабдева паром са једног од одузимања из главне

турбине. Развијени математички прорачунски модел није имао за циљ пројектовање пумпног постројења: избор пумпе и дефинисање цевовода.

На слици 3.23 приказана је типична шема агрегата напојне пумпе која је погођена електромотором (3.23.а) или помоћном парном турбином (3.23.б). Агрегат напојне пумпе се састоји од бустер пумпе и главне напојне пумпе, које раде у редној спреси. У случају напојне пумпе која је погођена електромотором снага напојне пумпе се регулише радом хидрауличке спојнице, док се код напојне пумпе која је погођена помоћном парном турбином регулисање спроводи променом снаге помоћне парне турбине, односно, променом броја обртаја.



Слика 3.23: Агрегат напојне пумпе погођен: а) електромотором и б) помоћном парном турбином.

Потребна снага напојне пумпе представља улазни податак за одређивање потребне снаге електромотора или помоћне парне турбине. Потребну снагу напојне пумпе могуће је одредити применом термодинамичке или конвенционалне методе.

За прорачун потребне снаге агрегата напојне пумпе, прорачуни се спроводе заједно за бустер пумпу и главну напојну пумпу и усваја се пондерисани степен корисности. Такође, уколико је систем напојне воде изведен са три агрегата (од којих су два у раду, а један у резерви) анализа се спроводи за сваки агрегат посебно.

3.6.1 Термодинамичка метода

Термодинамичка метода (енталпија-ентропија) је једноставнија за примену прорачуна потребне снаге за погон напојне пумпе приликом прорачуна топлотне шеме или током анализе и праћења рада постројења. Применом термодинамичке методе израз за прорачун снаге гласи

$$P_{NP} = \dot{M}_{NV} \cdot (h_p - h_U) + \dot{M}_{ubr} \cdot (h_{ubr} - h_U), \quad (3.33)$$

где је \dot{M}_{NV} проток напојне воде ка котлу, h_p и h_U енталпија напојне воде на потису и усису напојне пумпе и \dot{M}_{ubr} и h_{ubr} проток и енталпија напојне воде за убризгавање у догрејач паре ради регулисања температуре догрејане паре.

Вредност степена корисности напојне пумпе могуће је одредити применом једначине

$$\eta_{NP} = \frac{h_{ps} - h_U}{h_p - h_U}. \quad (3.34)$$

Према спроведеним анализама и резултатима добијеним испитивањима, резултати добијени термодинамичком методом највише зависе од измерених вредности температура напојне воде и одговарајућих мерних несигурности. С обзиром да пораст температуре напојне воде у напојној пумпи износи неколико степени, мерна несигурност измерене температуре има велику улогу у израчунатим вредности снаге и

степен корисности. Приликом анализе рада постројења, прецизније је користити конвенционални модел за прорачун потребне снаге напојне пумпе.

3.6.2 Конвенционална метода (проток - напор)

При примени конвенционалне хидрауличне методе, утицај измерене температуре је релативно мали, при чему је и мерна несигурност резултата мала. Потребну снагу за погон напојне пумпе, применом конвенционалне хидрауличне методе, могуће је одредити изразом

$$P_{NP} = \frac{\dot{M}_{NV} \cdot (p_P - p_U) + \dot{M}_{ubr} \cdot (p_{ubr} - p_U)}{\eta_{NP}} \cdot v_{NV} \quad (3.35)$$

За примену израза (3.35) потребно је одредити степен корисности напојне пумпе η_{NP} на основу расположивог пасоша напојне пумпе.

3.7 Догрејач паре

Моделирање процеса у котлу није предмет овог рада, али је за прорачун топлотне шеме потребно познавати начин регулације температуре догрејане паре. Уколико се регулација температуре догрејане паре обавља убризгавањем напојне воде у догрејач паре то утиче на ток радне материје и укупно доведене топлоте парном турбопостројењу.

За регулацију температуре догрејане паре убризгавањем напојне воде из напојне пумпе на одређеном притиску одузима се део напојне воде која се одводи ка догрејачу паре, слика 5.1 ознака DP . Проток напојне воде за убризгавање зависи од режима рада постројења и представља једну од улазних величина за прорачун.

Приликом анализе рада турбопостројења једно од мерења је и масени проток убризгавања напојне воде у догрејач паре.

3.8 Прорачун протока свеже паре

Приликом анализе рада парног турбопостројења захтева се прецизно одређивање протока свеже и догрејане паре, као и протока напојне воде. У циљу смањења мерних несигурности при одређивању протока, приступа се вишеструком мерењу протока и изради масених биланса, имајући у виду поменуте губитке радне материје.

Мерење протока паре и воде обавља се применом мерних пригушница а оптимални број мерних пригушница за парни блок са догревањем паре приказан је на слици 3.24. Да би се постигао што мањи пад притиска није предвиђено мерење протока догрејане паре, већ се проток догрејане паре одређује билансом паре за догрејач паре.

Модел за одређивање протока свеже паре израђен је применом биланса директно измереног протока свеже паре, напојне воде и масеног биланса напојног резервоара.

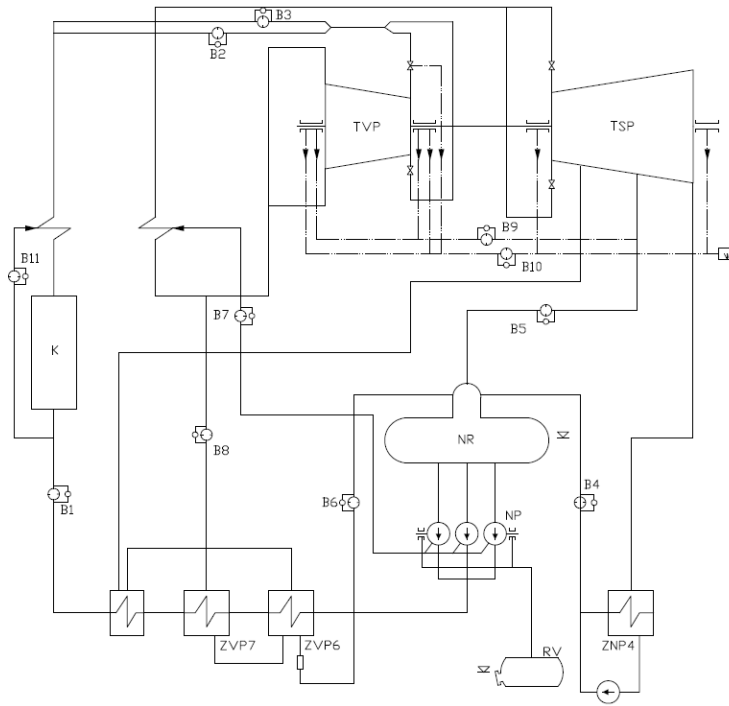
Масени проток свеже паре преко измереног протока свеже паре износи

$$\dot{M}_{SP,1} = \dot{M}_{B2} + \dot{M}_{B3} - \frac{\Delta m_P}{2} \quad (3.36)$$

док проток напојне воде износи:

$$\dot{M}_{SP,2} = \dot{M}_{B1} - \Delta m_K - \frac{\Delta m_P}{2} \quad (3.37)$$

где су: Δm_P и Δm_K нелокализовани губици радне материје у пароводима и котлу и Δm_{KD} додатни локализовани губитак у котлу.



Слика 3.24: Биланс масеног протока свеже паре.

Уколико је могуће предвидети сва мерења протока која се одводе ка напојном резервоару, могуће је прецизно написати масени биланс

$$\dot{M}_{SP,4} = \dot{M}_{B4} + \dot{M}_{B5} + \dot{M}_{B6} - \Delta m_K - \frac{\Delta m_P}{2} - \Delta m_{KD} - \Delta m_{NP} \quad (3.38)$$

Уколико није могуће успоставити масени биланс за напојни резервоар, потребно је као помоћну једначину уврстити једначину за топлотни биланс, али је тада неизбежно спровести и усаглашавање података.

За сваки одређени биланс израчуната је и мерна несигурност $V_{M,i}$. Проток свеже паре који се употребљава за прорачун топлотне шеме представља статистичку средњу вредност претходних биланса и износи

$$\dot{M}_{SP} = \frac{\frac{\dot{M}_{SP,1}}{V_{MSP,1}^2} + \frac{\dot{M}_{SP,2}}{V_{MSP,2}^2} + \frac{\dot{M}_{SP,3}}{V_{MSP,3}^2}}{\frac{1}{V_{MSP,1}^2} + \frac{1}{V_{MSP,2}^2} + \frac{1}{V_{MSP,3}^2}} \quad (3.39)$$

Према одређеном масеном протоку свеже паре тежинском методом, потребно је кориговати проток напојне воде, одузимања паре из турбине и проток главног кондензата. Проток напојне воде у том случају износи

$$\dot{M}_{NV} = \dot{M}_{SP} + \Delta m_K + \frac{\Delta m_P}{2} + \Delta m_{KD} \quad (3.40)$$

док се за остале вредности ради биланс како би се кориговали протоци. Уколико су масени протоци $\dot{M}_{SP,1}$, $\dot{M}_{SP,2}$ и $\dot{M}_{SP,3}$ компатибилни, корекције протока ће бити минималне.

Начин провере компатибилности вишеструко мерених величина је описан у поглављу 5.4.

3.9 Прорачун губитка радне материје и допуне циклуса

Прорачун топлотне шеме за пројектовани режим рада спроводи се без губитака радне материје из циклуса. Приликом анализе рада постројења, потребно је узети у обзир све губитке радне материје које се јављају у постројењу.

Укупне губитке радне материје могуће је, у општем случају, поделити на локализоване и нелокализоване губитке. Код локализованих губитака је познато место појаве губитка, а вредност је могуће одредити мерењем или прорачуном. У локализоване губитке могуће је убројити, на пример, губитак воде на заптивкама напојних пумпи Δm_{MP} , губитак паре која се шаље ка технолошком потрошачу. Нелокализовани губици обухватају губитке у котлу, губитке на заптивкама парне турбине као и пароводима свеже и догрејане паре. Нелокализоване губитке је могуће распоредити према процедури која је приказана у стандардима [21] и [31]

$$\Delta m_k : \Delta m_p : \Delta m_T = 40 : 20 : 40. \quad (3.41)$$

Губици радне материје се одређују према промени нивоа у резервоару додатне воде. Наиме, из постројења за хемијску припрему воде допуњава се резервоар додатне воде у парном турбопостројењу. С обзиром на то да су нивои у резервоару напојне воде и колектора кондензатора унапред познати, снижавање нивоа у овим резервоарима представља губитак радне материје из циклуса. Резервоар напојне воде и колектор кондензатора се допуњују из резервоара додатне воде.

Прорачун топлотне шеме не спроводи се за режиме код којих постоје велики губици радне материје услед хаварије, на пример, на цевном систему котла, на загрејачима или на другим деловима парног блока с обзиром на то да се због таквих појава блок зауставља у циљу отклањања хаварије.

Дефинисањем губитака радне материје постиже се одређивање тачног тока радне материје што је од суштинске важности за израчунавање снаге парне турбине и доведене топлоте парном турбопостројењу.

3.10 Прорачун пада притиска у пароводима одузимања паре

Пад притиска у пароводима одузимања паре утиче на температуру воде на излазу из загрејача, слика 3.17. Имајући у виду да степен корисности парног турбопостројења зависи од температуре напојне воде, приликом прорачуна и касније анализе рада постројења потребно је познавати притисак паре испред загрејача. Истраживање није обухватило механичке прорачуне паровода, већ моделирање и прорачун пада притиска услед струјања флуида.

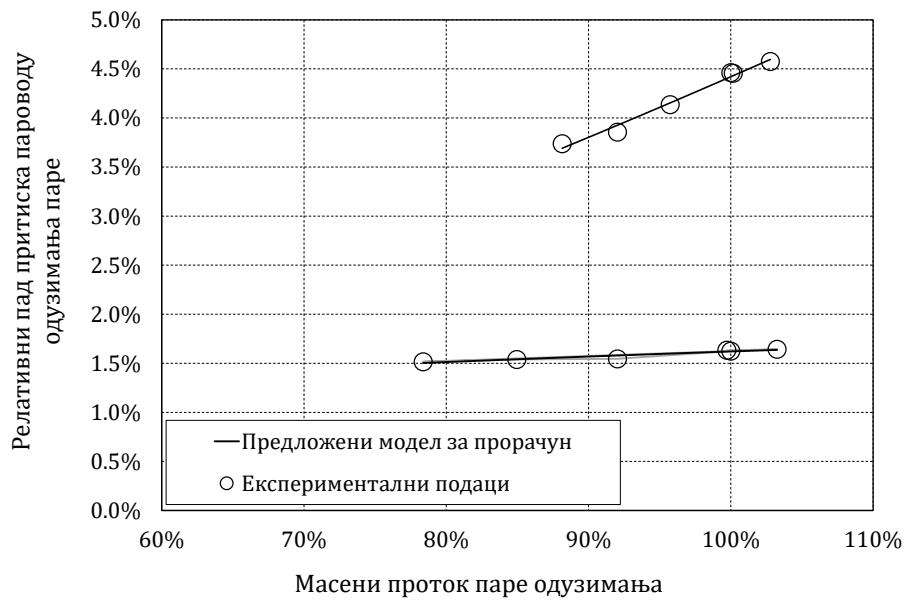
Генерално се пад притиска може одредити применом Дарси-Вајсбах (Darcy-Weisbach) једначине. Прорачун пада притиска у пароводима одузимања на овај начин је веома компликован с обзиром на број и конфигурацију самих паровода.

Како би био одређен пад притиска у различитим режимима рада, написан је математички модел који описује промену пада притиска са променом режима

$$\sqrt{\Delta p} = \frac{\dot{M}}{K_p \cdot \sqrt{\rho_1}} \quad (3.42)$$

где је K_p карактеристика паровода, \dot{M} масени проток паре одузете из турбине и ρ_1 густина паре на месту одузимања из турбине.

На слици 3.25 приказан је пад притиска у пароводима одузимања и резултати прорачуна примењеног модела за два различита примера из праксе.



Слика 3.25: Пад притиска паре у пароводу одузимања.

Потребно је унапред дефинисати за моделе паровода да ли постоји пригушница за мерење протока. Прорачун пригушница се спроводи према стандарду [35].

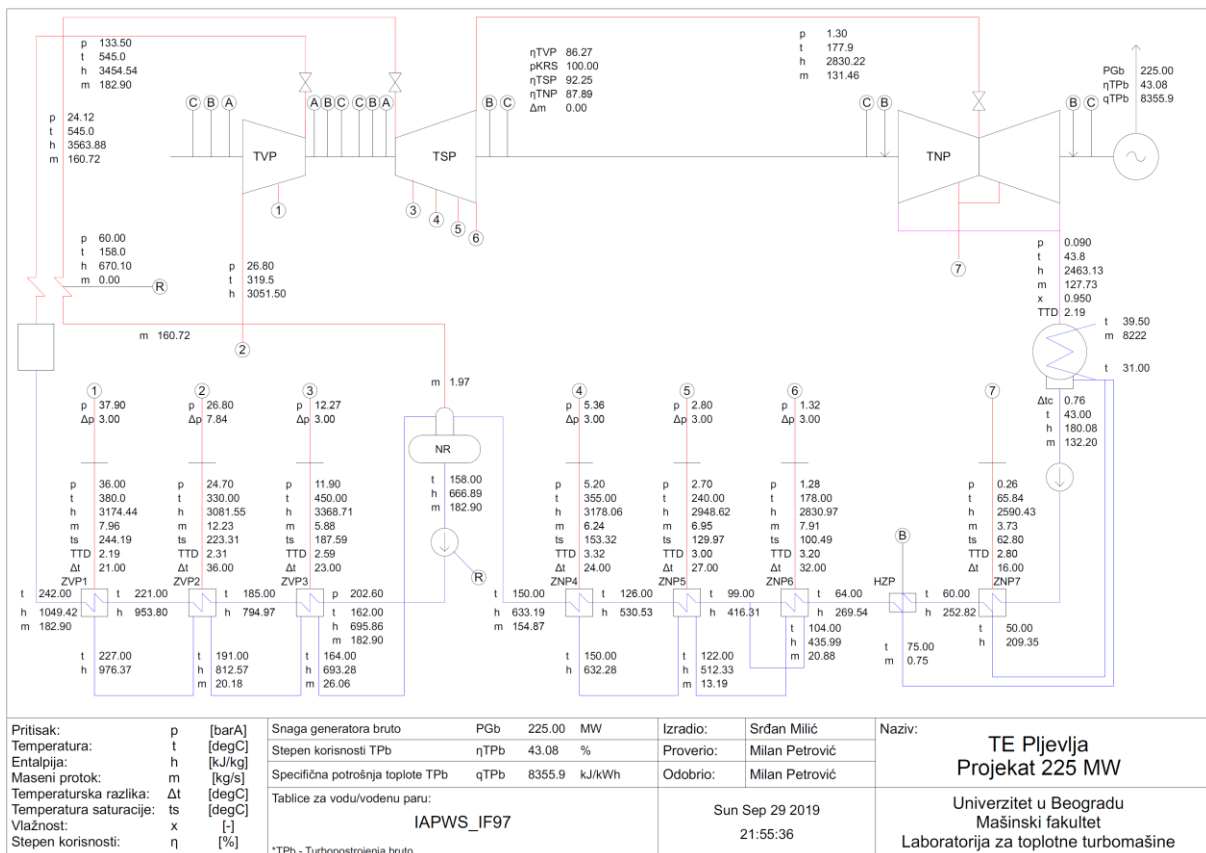
4 Прорачун топлотних шема парних блокова на номиналним и парцијалним режимима

Топлотна шема парног блока зависи од примењене технологије и типа постројења парног блока. Да би се омогућило разматрање постројења различитог нивоа сложености, потребно је развити једноставну и прилагодљиву методу дефинисања топлотне шеме применом компоненти које су претходно описане са својим математичким моделима. Систем за прорачун топлотне шеме развијен је и валидиран за разматрање парних турбопостројења за случајеве рада у кондензационом и/или комбинованом режиму, са кондензационом или противпритисном парном турбином.

Поред дефинисаних и написаних модела за прорачун сваке од компоненти парног тубопостројења, за прорачун топлотне шеме парног блока било је потребно дефинисати и једначине понашања свих међусобно повезаних компоненти.

Свака тачка прорачуна, слика 4.1, дефинисана је променљивим величинама описаним матрицом **X**. Матрица **X** садржи податке о притиску p , температури t , специфичној енталпији h , специфичној ентропији s , специфичној запремини v и масеном протоку \dot{M} радне материје за свако место.

Сви дијаграми приказани на сликама у поглављу 4, укључујући и топлотне шеме, представљају резултате добијене применом развијеног система за прорачун топлотних шема парних термоенергетских постројења са парним турбинама.



Слика 4.1: Топлотна шема парног блока ТЕ Пљевља.

На основу развијених математичких модела за сваки од елемената система, као и развијеног кровног модела рада парног турбопостројења, омогућен је прорачун рада на номиналним и парцијалним режимима. Оваквим структурирањем једначина и самог модела омогућен је лак начин измене конфигурације топлотне шеме. На пример, захтев да се кондензациона парна турбина адаптира и за одузимање технолошке паре или паре за систем даљинског грејања може се једноставно реализовати. Применом развијеног модела анализирани су резултати испитивања за ТЕ Морава и објављена су два рада [46] и [53].

4.1 Начин формирања и решавања система једначина

Први корак прорачуна топлотне шеме парног тубопостројења јесте одређивање линије експанзије у парној турбини. С обзиром на то да притисци одузимања и притисак у кондензатору зависе од режима рада постројења и спољних услова, коначно решење за линију експанзије могуће је добити итеративним прорачуном линије експанзије, линије загревања главног кондензата и напојне воде, размене топлоте у кондензатору и другим помоћним једначинама које описују рад парног турбопостројења.

За изабрану топлотну шему парног турбопостројења потребно је дефинисати основне термодинамичке параметре који описују Ранкин-Клаузијусов циклус по коме ради парни блок. Основни термодинамички параметри су:

- притисак и температура свеже паре,
- притисак и температура догрејане паре,
- притисак на прирубници између турбине ниског притиска и кондензатора,
- температура напојне воде и
- притисци одузимања паре за загревања главног кондензата и напојне воде.

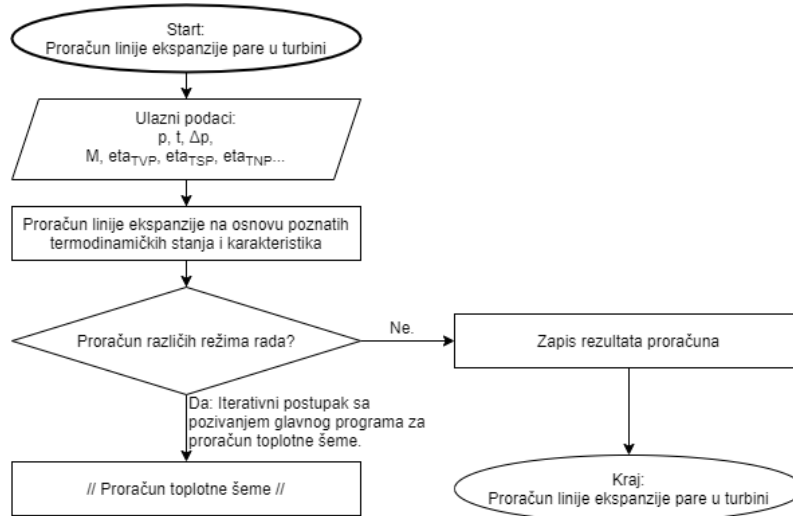
Уколико се разматра постројење са одузимањем паре за технологију или систем даљинског грејања потребно је дефинисати и радне параметре и захтеве у погледу овог одузимања.

Поред дефинисања основних термодинамичких параметара, потребно је дефинисати и друге радне карактеристике: степене корисности турбина, пад притиска у вентилима, падове притисака у пароводима одузимања, температурне разлике у загрејачу и кондензатору. Уколико се анализира постројење које је у погону, потребно је задати и податке о површинама за размену топлоте у загрејачима и кондензатору.

Према моделима за прорачун сваке турбине појединачно, који су приказани у поглављу 3.1, написан је јединствени модел за прорачун линије експанзије у парној турбини и његов алгоритам је приказан на слици 4.2. Прорачун линије експанзије се не може спроводити самостално, имајући у виду да рад парне турбине зависи од режима и услова рада. Прорачун линије експанзије је, стога, саставни део прорачуна топлотне шеме. Самостално се једино може користити приликом прорачуна вредности степена корисности TVP и TSP.

Приликом прорачуна радног режима када су загрејачи високог притиска искључени, најпре се усваја исти проток свеже паре као и када су загрејачи високог притиска у погону. С обзиром на то да већи део паре иде ка TSP у првој итерацији биће одређен притисак испред TSP који је већи него притисак на излазу TVP. У корективном поступку смањује се вредност протока свеже паре, а затим се прорачун враћа итеративно на почетак. Самим тим ће доћи до промене и притиска на излазу TVP. Линија експанзије паре у турбини се одређује у више итерација. У овом случају је могуће задати ограничење притиска паре у комори регулационог ступња, односно, испред групе

ступњева TVP или притиска и температуре паре на излазу TVP. На тај начин биће испуњени сви услови везани за прорачун.



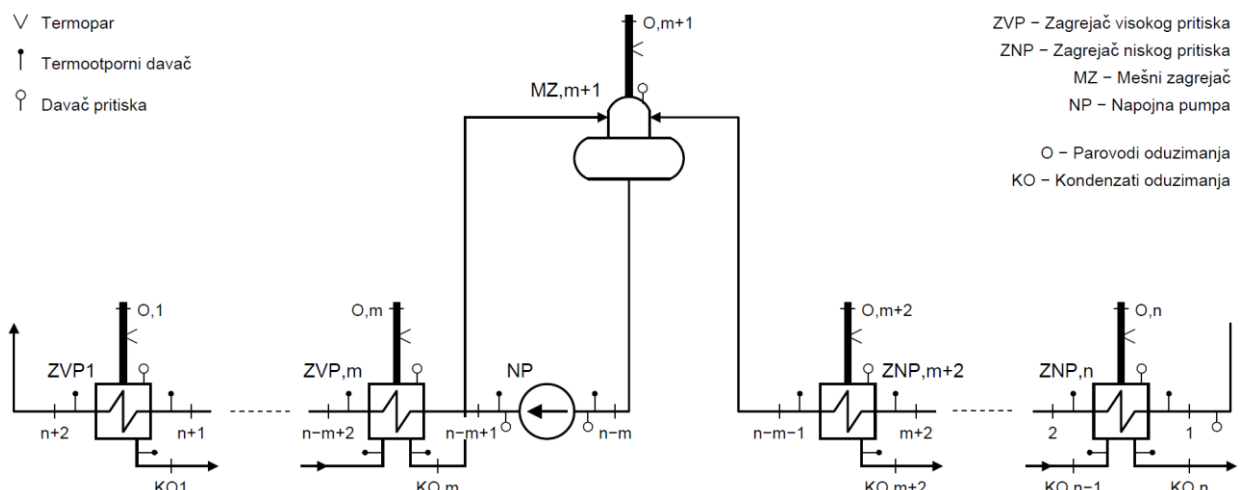
Слика 4.2: Алгоритам за прорачун линије експанзије у турбини.

За прву итерацију није потребно познавати проток паре за сваки сегмент турбине, већ се само одређују својства паре за свако одузимање и прорачунско место у турбини. На основу тих података биће касније одређени протоци и проточне карактеристике сваког сегмента појединачно. Након завршеног прорачуна линије експанзије приступа се прорачуну линије загревања главног кондензата и напојне воде и резултати прорачуна су масени протоци одузимања паре из турбине.

Прорачун тоplotне шеме може бити спроведен за задати проток свеже паре где ће крајњи резултат бити снага блока или прорачун може ићи у смеру да се за унапред задату снагу одреди проток свеже паре.

4.2 Прорачун линије главног кондензата и напојне воде

Решавањем система једначина за прорачун линије експанзије, добијају се величине за одређивање свих параметара у линији загревања главног кондензата и напојне воде. Рад сваког загрејача је описан моделом који је приказан у поглављу 3, док је модел рада свих загрејача у линији главног кондензата и напојне воде детаљно приказан у даљем делу текста. На слици 4.3 приказана је уопштена шема линије за загревање главног кондензата и напојне воде.



Слика 4.3: Општа шема линије за загревање главног кондензата и напојне воде.

$$C = \begin{bmatrix} & & & & & & c_{1,n-1} & c_{1,n} \\ & & & & & & c_{2,n-1} & \\ & & & & & \ddots & & \\ & & & & c_{x-2,m+2} & \ddots & & \\ & & & c_{x-1,m+1} & c_{x-1,m+2} & & & \\ & & c_{x,m} & c_{x,m+1} & & & & \\ & \ddots & c_{x+1,m} & & & & & \\ c_{n-1,1} & \ddots & & & & & & \\ c_{n,1} & & & & & & & \end{bmatrix}. \quad (4.6)$$

У претходним матрицама индекс x представља $x = n - m$.

Елементи матрице C су

$$\begin{aligned} c_{1,n-1} &= \sum_{k=m+2}^{n-1} m_{0,k}, \quad \dots, \quad c_{2,n-2} = \sum_{k=m+2}^{n-2} m_{0,k}, \quad \dots, \quad c_{x-2,m+2} = \sum_{k=m+2}^{m+2} m_{0,k}, \\ c_{1,n} &= -\left(\sum_{k=m+2}^n m_{0,k} \right), \quad c_{2,n} = -\left(\sum_{k=m+2}^{n-1} m_{0,k} \right), \quad \dots, \quad c_{x,m+2} = -\left(\sum_{k=m+2}^{m+2} m_{0,k} \right), \\ c_{x-1,m-1} &= c_{x,m+1} = 0, \\ c_{x,m} &= \sum_{k=1}^m m_{0,k}, \quad c_{x+1,m-1} = \sum_{k=1}^{m-1} m_{0,k}, \quad \dots, \quad c_{n-1,1} = \sum_{k=1}^1 m_{0,k}, \\ c_{x+1,m} &= -\left(\sum_{k=1}^m m_{0,k} \right), \quad c_{x+2,m-1} = -\left(\sum_{k=1}^{m-1} m_{0,k} \right), \quad \dots, \quad c_{n,1} = -\left(\sum_{k=1}^1 m_{0,k} \right). \end{aligned} \quad (4.7)$$

Матрица 4.1 описује систем рада линије загревања главног кондензата и напојне воде и могуће је одредити потребну количину паре одузимања из турбине за сваки загрејач. Решавање претходно развијеног модела спроводи се применом Гаусовог поступка елиминације са избором главног елемента.

Модел је прилагодљив за различите конфигурације топлотне шеме, стога сваки тип загрејача је описан вектором како би се обухватили различити начини одвођења кондензата одузимања. Рад загрејача код којег кондензат паре одузимања иде према претходном загрејачу описује се једначинама

$$CC_n = [-1 \ 0 \ \dots \ 0]. \quad (4.8)$$

За тип загрејача код кога постоји довођење кондензата паре одузимања из наредног загрејача, рад је описан једначинама

$$CC_{(n-1)} = [1 \ -1 \ \dots \ 0]. \quad (4.9)$$

Слично, као и код претходно описаних модела, за загрејаче код којих постоји увођење кондензата паре одузимања у линију главног кондензата потребно је најпре дефинисати распоред паре одузимања.

Проток главног кондензата или напојне воде кроз загрејач у општем случају износи

$$m = 1 - \sum_{i=1}^n m_{0,i}. \quad (4.10)$$

За сваки загрејач појединачно се ток кондензата одузимања може написати у облику

$$CA_{(x)} = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ \dots \ 0]. \quad (4.11)$$

Овим се, на основу једначина 4.10 и 4.11 коригују коефицијенти у матрици А у форми

$$a_{x,y} = \pm \left(1 - \sum_{i=1}^n (m_{o,i} \cdot CA_{(i)}) \right). \quad (4.12)$$

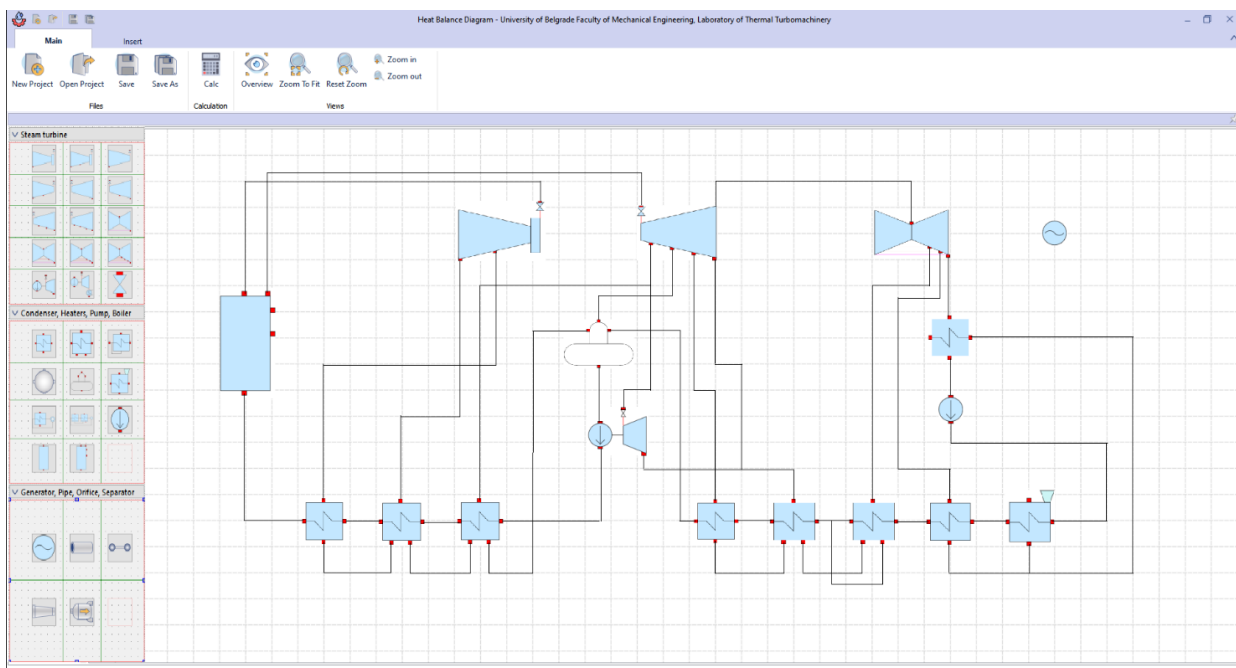
Својства напојне воде испред загрејача високог притиска могуће је одредити прорачуном модела агрегата напојне пумпе. Такође, потребно је спровести и прорачун агрегата напојне пумпе и са становишта одређивања потребне механичке снаге, односно одређивања потребне снаге помоћне парне турбине. Модел за прорачун агрегата напојне пумпе приказан је у поглављу 3.

4.3 Прорачун топлотне шеме парног турбопостројења

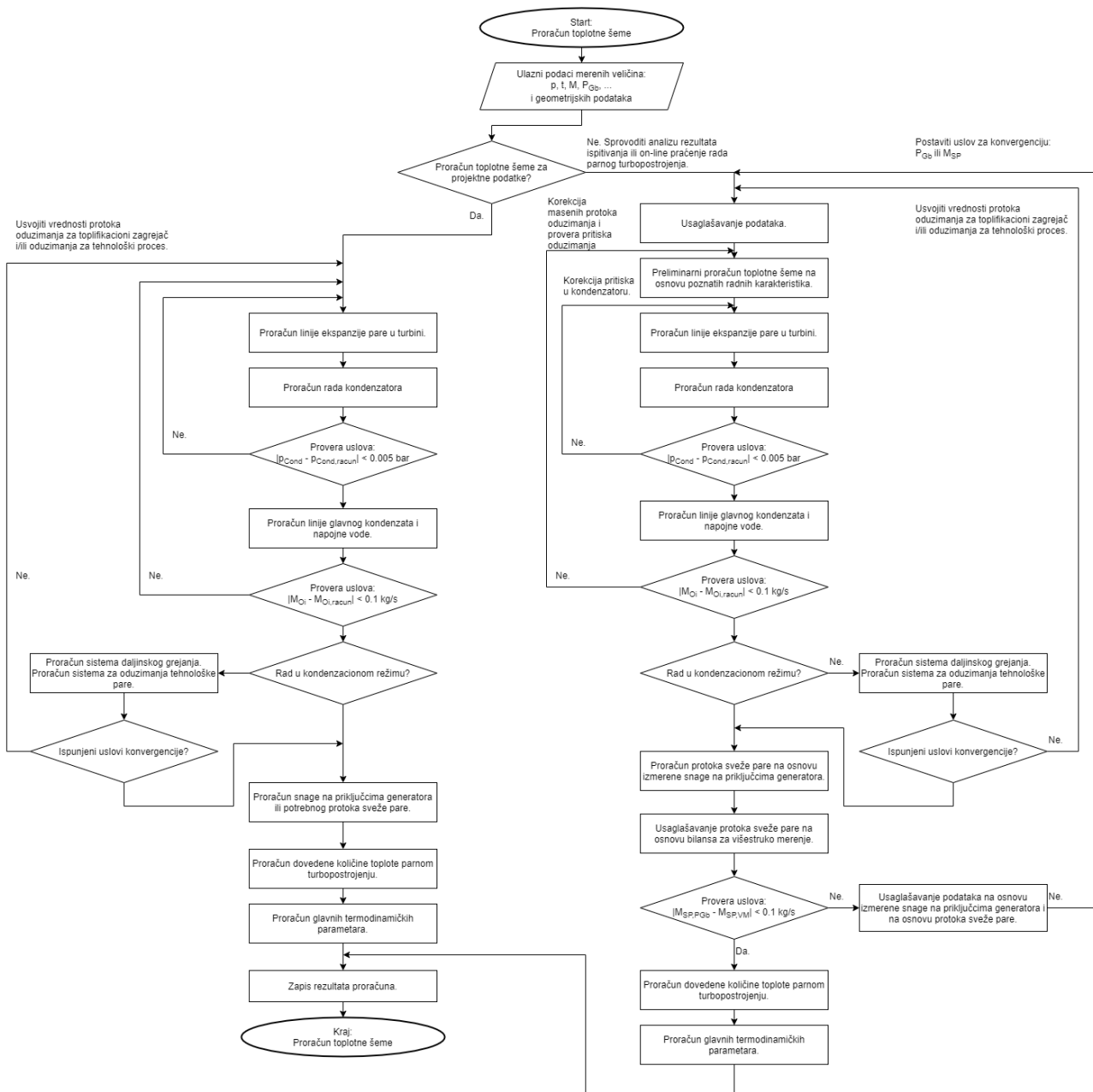
Прорачун топлотне шеме парног турбопостројења спроводи се итеративно позивајући модел сваке од компоненти турбопостројења узимајући притом податке који су задати, као и усвојене почетне вредности. На слици 4.5 приказан је алгоритам потпрограма за прорачун топлотне шеме, са свим постављеним условима конвергенције. Потпрограм је прилагођен да ради у режиму прорачуна новог постројења, односно рада постројења са номиналним параметрима, и режиму анализе рада постројења, односно прорачуну са подацима који су прикупљени испитивањем.

Приказани модели за прорачун компоненти топлотне шеме, као и метода за прорачун топлотне шеме написани су у програмском језику C++. Графички део програма за конфигурирање топлотне шеме написан је у програмском пакету Qt 5. У развијеном и написаном рачунарском програму могуће је додавати и нове компоненте са сопственим математичким моделима пратећи претходно описане моделе, водећи рачуна о прилагођавању модела за прорачун топлотне шеме парног турбопостројења.

Конфигурација топлотне шеме парног блока заснована је на принципу „*Drag&Drop*“ компоненти из предефинисаних панела. Касније, спајањем интерконективних тачака међусобно се дефинише ток радне материје. На слици 4.4 приказана је конфигурирана шема помоћу написаног рачунарског програма. Детаљније објашњење о конфигурирању топлотне шеме дато је у прилогу А.



Слика 4.4: Прорачуната топлотна шема парног блока ТЕ Угљевик за номинални режим рада и пројектне радне параметре компоненти турбопостројења.

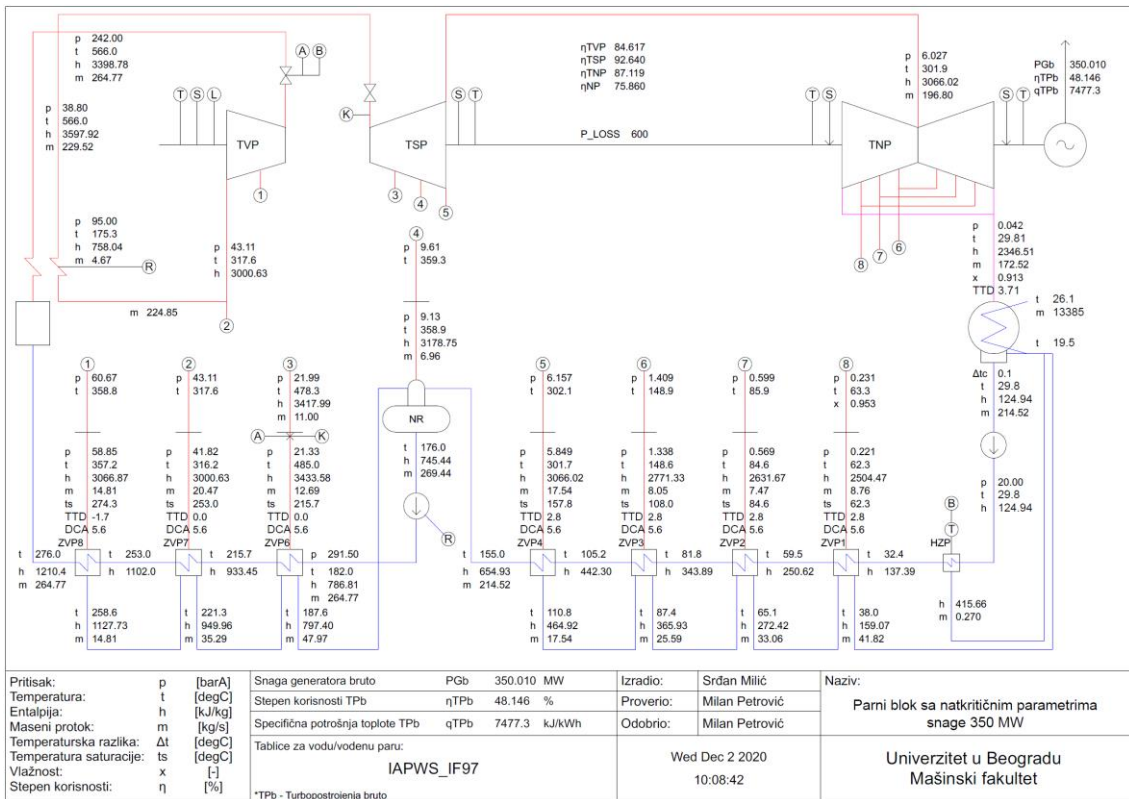


Слика 4.5: Алгоритам за прорачун топлотне шеме парног турбопостројења.

4.4 Пример прорачуна парног турбопостројења при промени конфигурације линије загревања GK и NV и притиска у кондензатору

Претходно описани модел за прорачун топлотне шеме употребљен је за анализу и оптимизацију вредности степена корисности парног турбопостројења услед промене притиска у кондензатору, промене броја загрејача главног кондензата и напојне воде или промене вредности притисака одузимања паре.

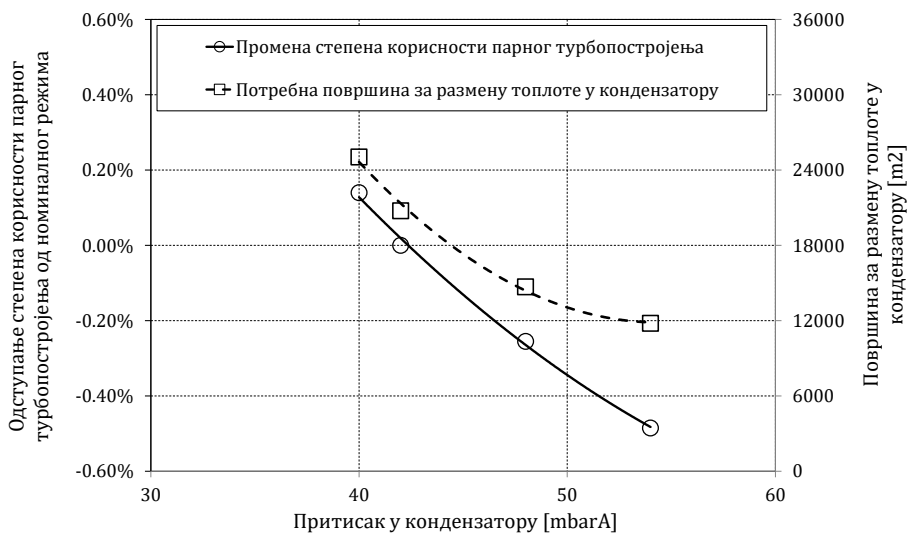
Прорачун је демонстриран на примеру парног блока снаге 350 MW са наткритичним параметрима, слика 4.6. На топлотној шеми дати су радни параметри за које је прорачун спроведен. Номинална топлотна шема се састоји од једнопроточне TVP, једнопроточне TSP и двопроточне турбине TNP. Загревање главног кондензата и напојне воде врши се у четири ZNP, мешном загрејачу и три ZVP. Напојна пумпа се погони електромотором. Пројектна температура расхладне воде износи 19,5 °C, док је проток 13.350 kg/s.



Слика 4.6: Номинална топлотна шема парног блока са наткритичним параметрима.

4.4.1 Утицај промене притиска кондензације паре на вредност степена корисности парног турбопостројења

Притисак у кондензатору је један од параметара који је предмет оптимизације у циљу постизања што веће вредности степена корисности парног турбопостројења. На слици 4.7 приказана је вредност одступања степена корисности парног турбопостројења од номиналне вредности, као и потребна површина за размену топлоте у зависности од притиска у кондензатору.



Слика 4.7: Одступање степена корисности парног турбопостројења и потребна површина за размену топлоте у зависности од притиска у кондензатору.

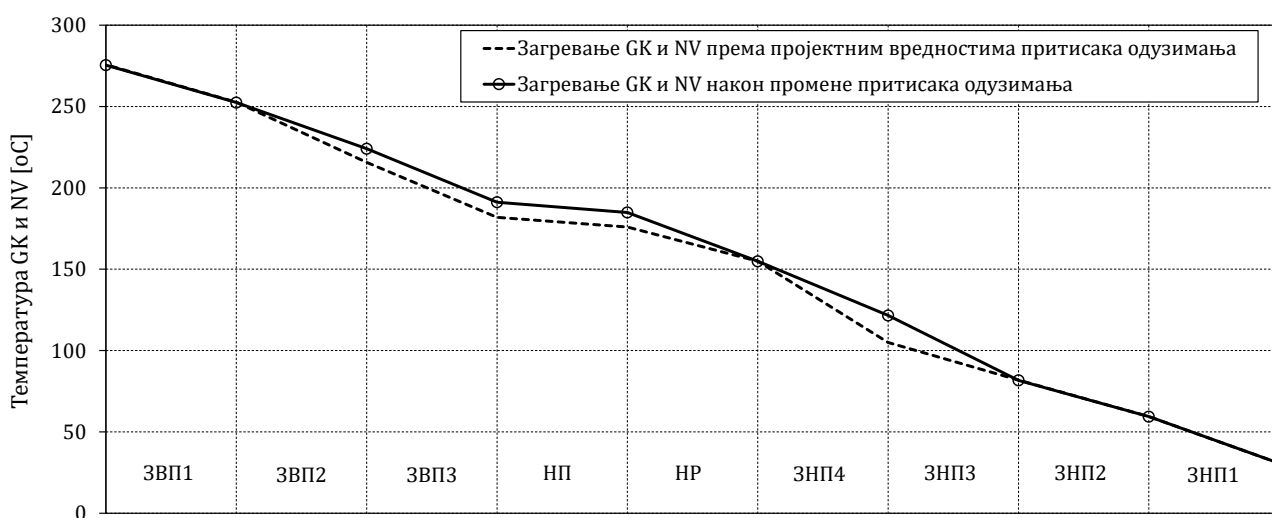
Гранични услови приликом оптимизације су температура расхладне воде на улазу и проток расхладне воде. Снижавање вредности притиска у кондензатору позитивно утиче на повећање вредности степена корисности Ранкин-Клаузијусовог циклуса,

међутим негативно утиче на вредност степен корисности турбине ниског притиска. С тим у вези, потребно је спровести прорачун парног турбопостројења како би биле обухваћене све промене радних карактеристика услед промене радних услова.

4.4.2 Утицај промене притиска одузимања паре на вредност степена корисности парног турбопостројења

Према приказаним резултатима на топлотној шеми парног блока, слика 4.6, уочљиво је да загревање главног кондензата и напојне воде по загрејачима није подједнако. Једна од мера побољшања може бити промена притиска одузимања паре из турбине што ће довести до промене пораста температуре GK и NV по загрејачима. Наиме, притисак одузимања паре је одређен местом одузимања из турбине стога је пре израде турбине могуће извршити померање одузимања испред или иза одређеног ступња како би се остварио захтевани притисак.

У случају који је приказан разматра се промена притисака одузимања O3, O4 и O6 и утицај на пораст температуре по загрејачима приказан је на слици 4.8.



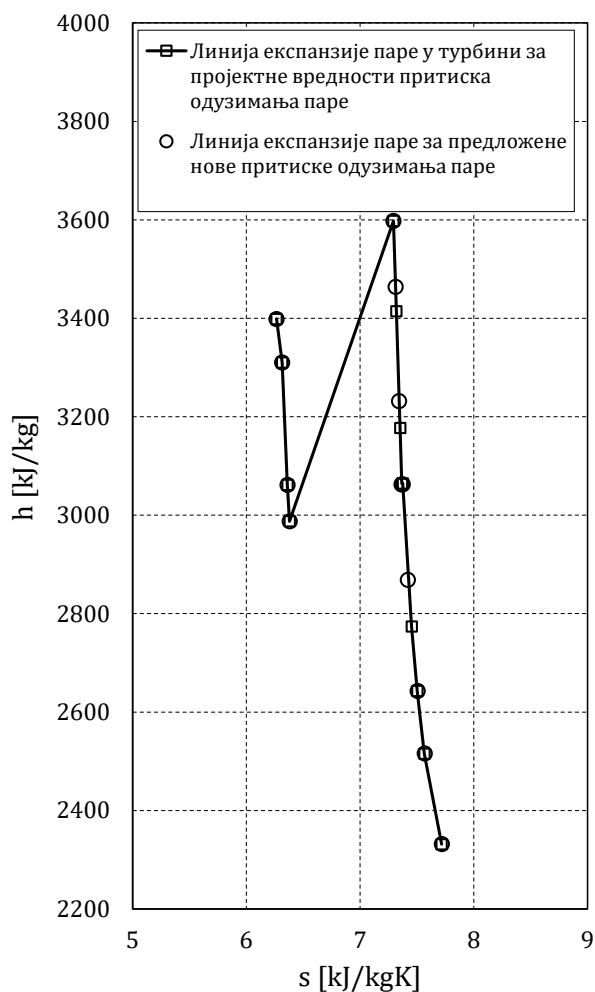
Слика 4.8: Линија загревања главног кондензата и напојне воде .

Линија експанзије паре са номиналном шемом и измењеним притисцима одузимања је приказана на слици 4.9.

Промена вредности притисака одузимања има утицај и на промену потребних површина загрејача главног кондензата и напојне воде. У табели 4.1 приказане су резултати прорачуна за номиналне пројектне параметре, слика 4.6, и промењене параметре услед промене вредности притиска одузимања.

Према резултатима приказаним у табели 4.1, променом распореда притисака одузимања постиже се побољшање степена корисности парног турбопостројења за 0,15 процентних поена.

Променом радних параметара долази до промене и површина загрејача GK и NV. У табели 4.2 приказане су потребне површине за номиналне радне параметре и параметре након промене притиска одузимања.



Слика 4.9: Линија експанзије паре у турбини за пројектне притиске и разматране нове притиске одузимања паре.

Табела 4.1: Утицај притиска одузимања на степен корисности парног турбопостројења

Загрејач	Номинална топлотна шема			Топлотна шема са промењеним притисцима одузимања		
	Пораст темп.	Притисак одузимања	Проток одузимања	Пораст темп.	Притисак одузимања	Проток одузимања
	[°C]	[bar]	[kg/s]	[°C]	[bar]	[kg/s]
ZNP1	27.1	0.230	9.20	29.4	0.230	9.21
ZNP2	22.3	0.600	7.53	22.3	0.596	7.45
ZNP3	23.4	1.410	7.97	39.9	2.400	13.58
ZNP4	49.8	6.160	17.53	33.3	6.135	12.03
NR5	21.0	9.610	6.96	30.0	11.80	10.47
ZVP6	33.7	21.99	12.73	32.9	25.85	12.66
ZVP7	37.3	43.11	20.28	28.4	42.91	15.85
ZVP8	23.0	60.67	14.74	23.0	60.37	14.64
Степен корисности парног турбопостројења						
	48.15%			48.30%		

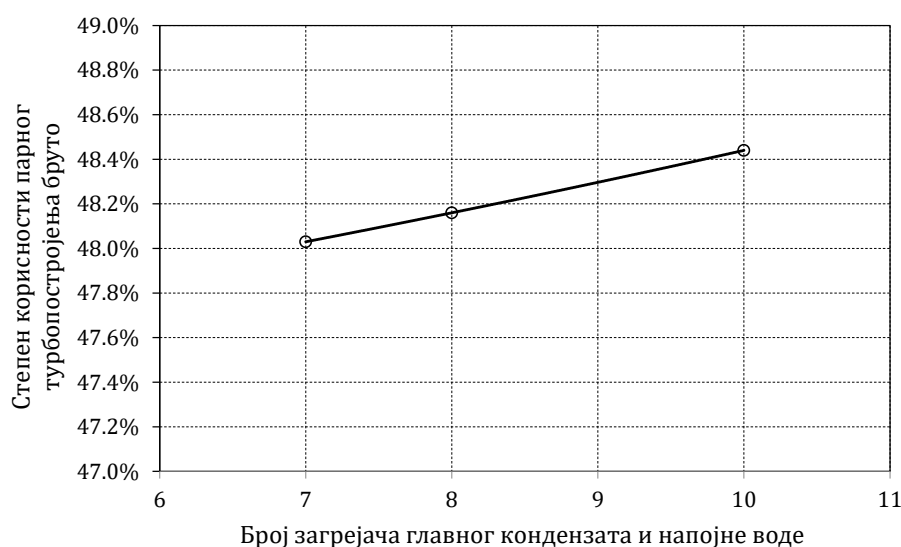
Табела 4.2: Потребне површине за размену топлоте у загрејачима GK и NV

Загрејач	Потребна површина загрејача GK и NV за номиналне радне параметре	Потребна површина загрејача GK и NV услед промене притиска одузимања	
	Вредност [m ²]	Вредност [m ²]	Разлика
ZNP1	770	770	-
ZNP2	640	640	-
ZNP3	580	720	+24%
ZNP4	600	550	-8%
ZVP6	750	750	-
ZVP7	1150	1050	-8%
ZVP8	1100	1100	-

Коначна одлука о промени вредности притисака одузимања доноси се након техноекономске анализе узимајући у обзир остварена побољшања у погледу степена корисности парног турбопостројења и инвестиција потребних за замену загрејача GK и NV.

4.4.3 Утицај промене броја загрејача главног кондензата и напојне воде на вредност степена корисности парног турбопостројења

Приликом пројектовања новог постројења, оптимизацијом топлотне шеме обухваћена су разматрања у погледу броја загрејача главног кондензата и напојне воде. За блокове великих снага примењују се загревање GK и NV у 6 до 10 загрејача, а одлука о усвајању коначног броја загрејача доноси се након техноекономске анализе. На примеру топлотне шеме приказане на слици 4.1, спроведена је анализа рада постројења са 7 и 10 загрејача главног кондензата и напојне воде. На слици 4.10 приказане су вредности степена корисности парног турбопостројења.



Слика 4.10: Утицај броја загрејача GK и NV на степен корисности парног турбопостројења.

У прорачуну је усвојено да притисак на излазу TVP буде исти, односно, да нема промене притиска догрејане паре. Имајући у виду мањи степен корисности TVP од TSP, један од параметара оптимизације може бити и повећање притиска догрејане паре како би се продужила експанзија паре у TSP.

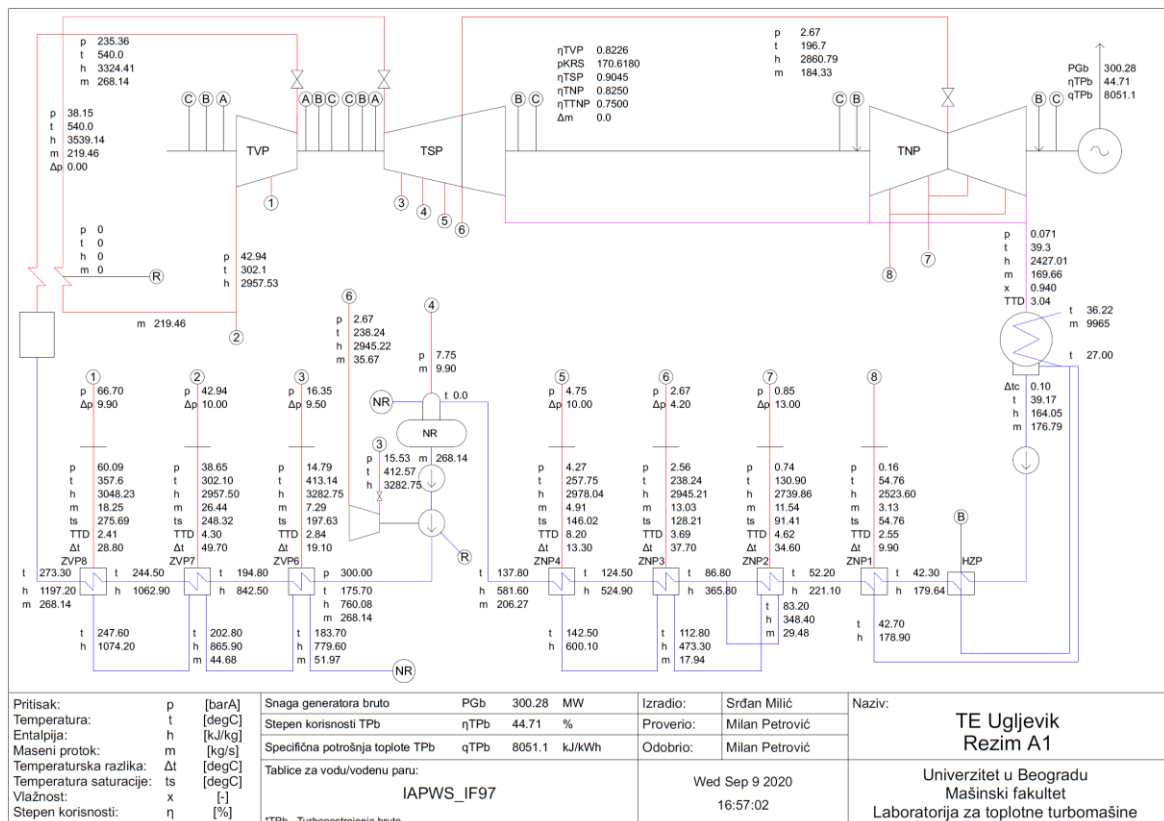
4.5 Пример прорачуна топлотне шеме парног турбопостројења за различите режиме и услове рада

Развијени математички модел примењен је за контролу пројектне документације блока ТЕ Угљевик. У инструкцијама издатим од стране Министарства енергетике и електрификације СССР [86] приказани су пројектни подаци и радне карактеристике које су коришћене приликом прорачуна рада парног турбопостројења са турбином ЛМЗ К-300-240.

Постројење ТЕ Угљевик ради са наткритичним параметрима и састоји се од једнопроточне турбине високог притиска, једнопроточне турбине средњег притиска и тропроточне турбине ниског притиска. За погон напојне пумпе користи се противпритисна парна турбине која се погони паром са трећег одузимања турбине. Један део паре са излаза помоћне турбине се даље води ка загрејачу ниског притиска 3, док се већи део паре уводи испред турбине ниског притиска.

На слици 4.11 је приказана прорачуната топлотна шема блока за рад на номиналном режиму са пројектним радним карактеристикама компоненти турбопостројења.

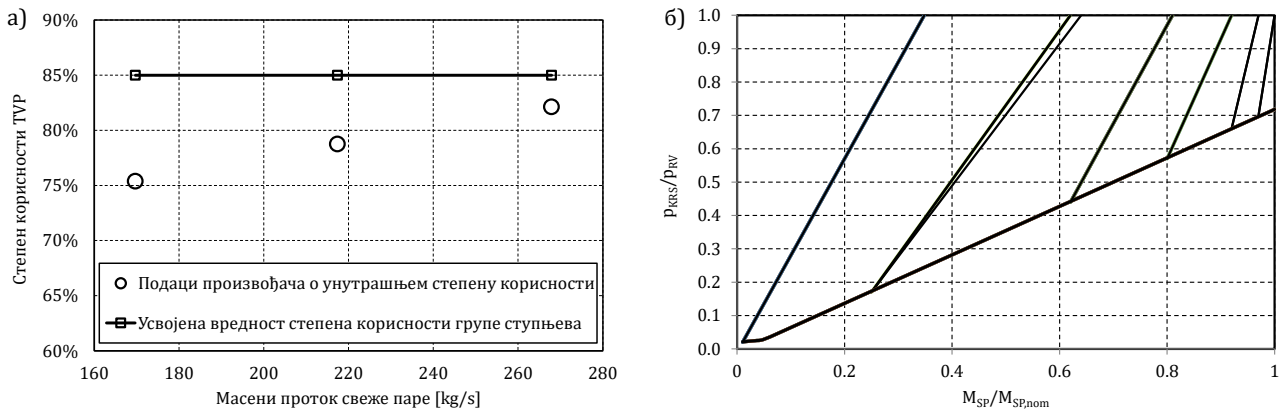
На основу података са номиналне топлотне шеме и применом развијених модела за прорачун компоненти, поглавље 3, спроведен је прорачун рада блока за различите режиме рада.



Слика 4.11: Прорачуната топлотна шема парног блока ТЕ Угљевик за номинални режим рада и пројектне радне параметре компоненти турбопостројења.

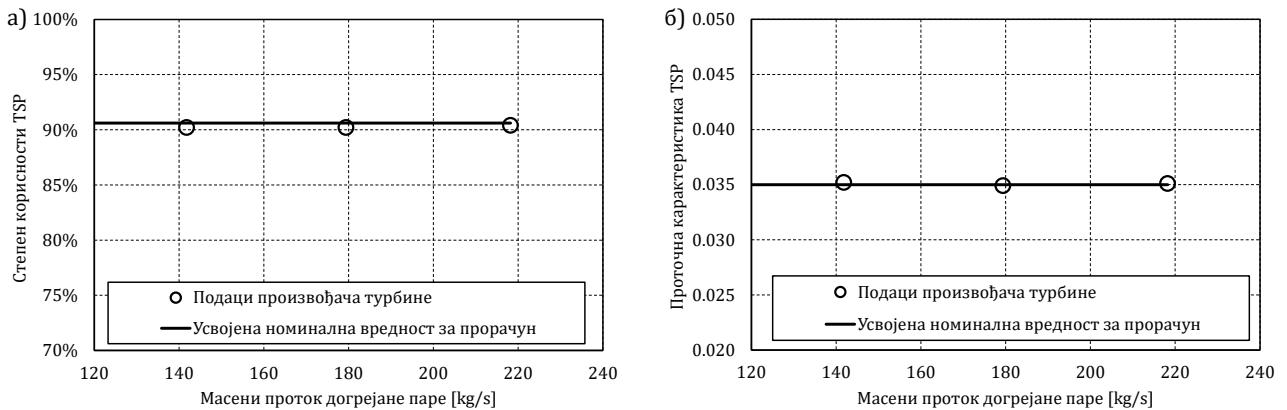
На слици 4.16 су приказане вредности степена корисности парног турбопостројења бруто за рад са и без ZVP. На дијаграму приказаног на слици 4.16 пуним линијама означени су резултати прорачуна примененог развијеног модела, док су подаци произвођача турбине означени симболима за пројектне услове рада.

За регулисање снаге у ТЕ Угљевик примењена је млазничка регулација са 7 регулационих вентила. На слици 4.12.а приказана је вредност степена корисности TVP.

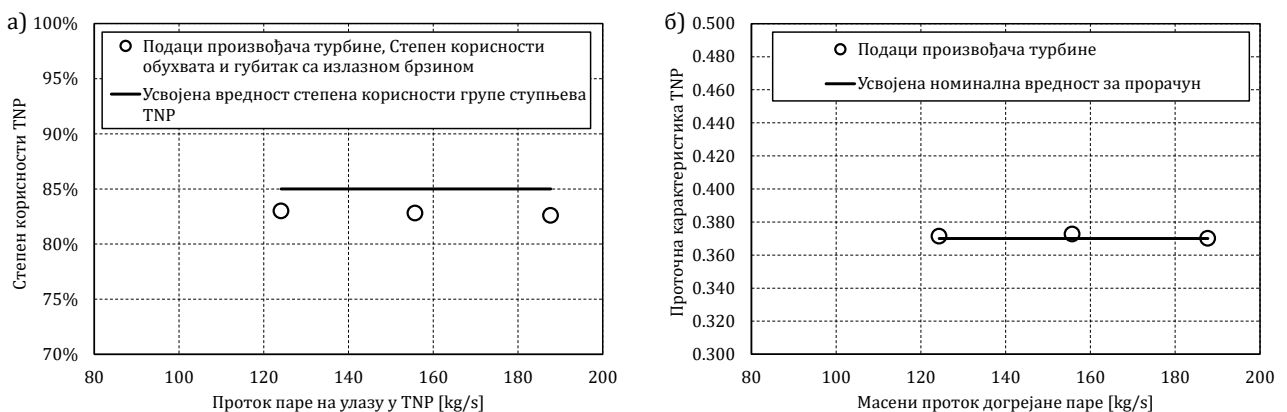


Слика 4.12: Радни параметри TVP ТЕ Угљевик: а) унутрашњи изентропски степен корисности, б) зависност притиска у комори регулационог ступња и масеног протока свеже паре.

Радни параметри TSP приказани су на слици 4.13, док на слици 4.14 дати су радни параметри TNP.

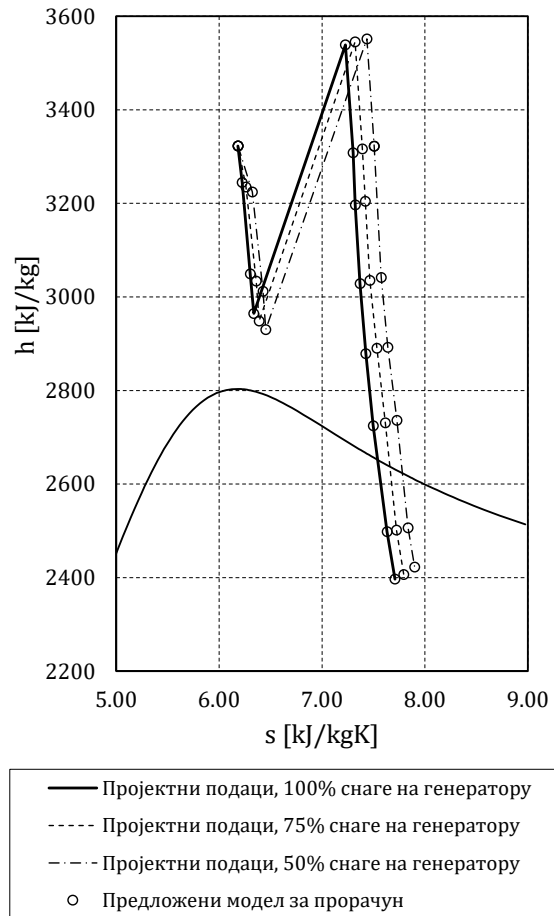


Слика 4.13: Радни параметри TSP ТЕ Угљевик: а) унутрашњи изентропски степен корисности, б) проточна карактеристика.

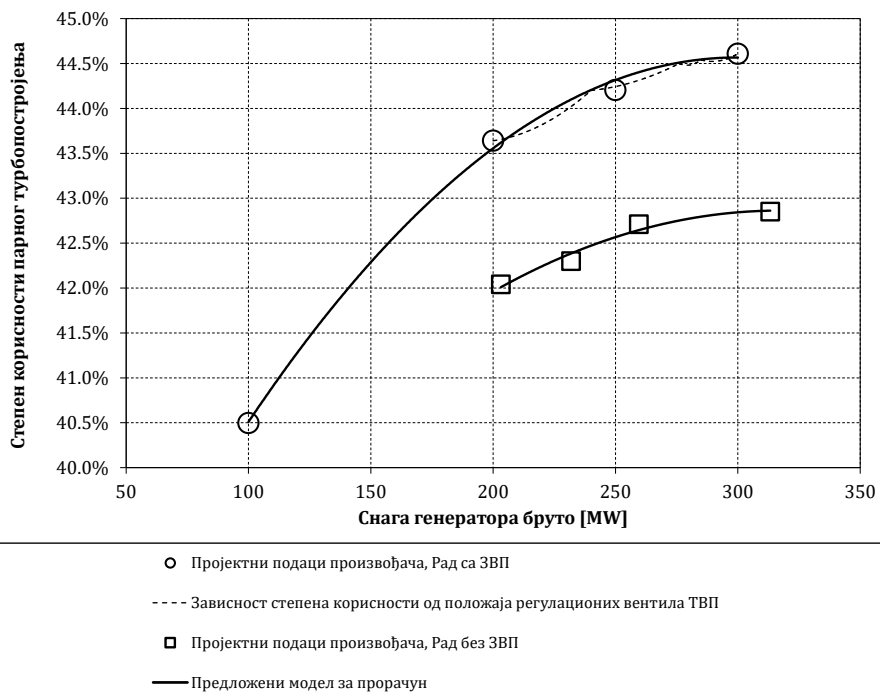


Слика 4.14: Радни параметри TNP ТЕ Угљевик: а) степен корисности, б) проточна карактеристика.

На основу приказаних вредности степена корисности TVP, TSP и TNP одређена је линија експанзије паре у турбини за пројектне услове и означена су места одузимања паре, слике 4.15 и 4.16.



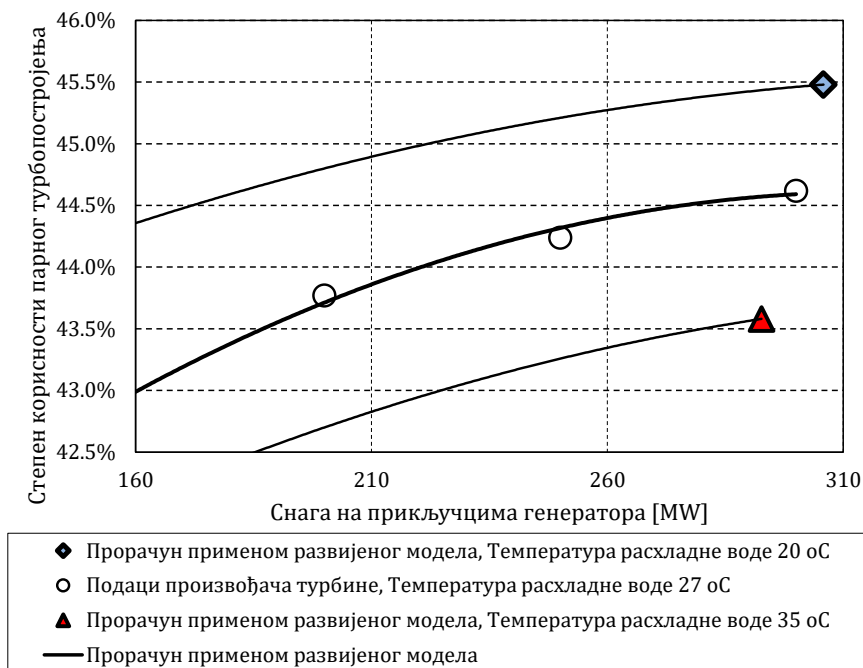
Слика 4.15: Линија експанзије паре у турбини ТЕ Угљевик.



Слика 4.16: Степен корисности парног турбопостројења ТЕ Угљевик.

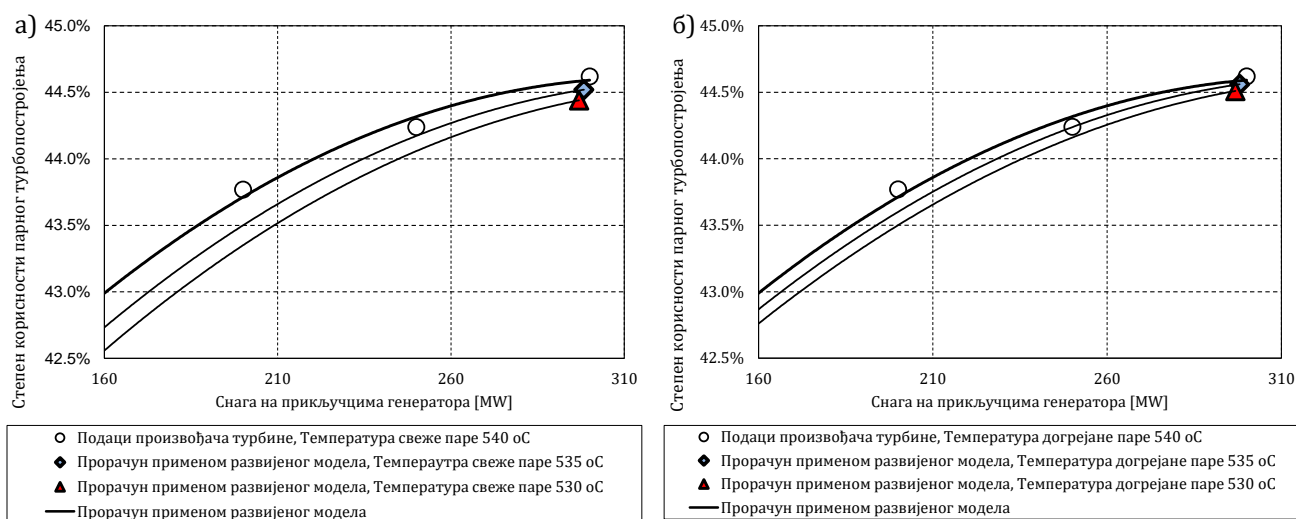
4.6 Пример прорачуна рада парног турбопостројења на променљивим режимима и при различитим условима

Приликом пројектовања постројења или модернизације постројења која су у експлоатацији, погодно је симулирати и рад постројења на различитим радним условима. На слици 4.17 приказана је вредност степена корисности парног турбопостројења за различите температуре расхладне воде. Модели за прорачун при променљивим режимима рада су додатно валидирани приликом термотехничких испитивања које је спровела Лабораторија за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења Машинског факултета у Београду – Извештај [57].



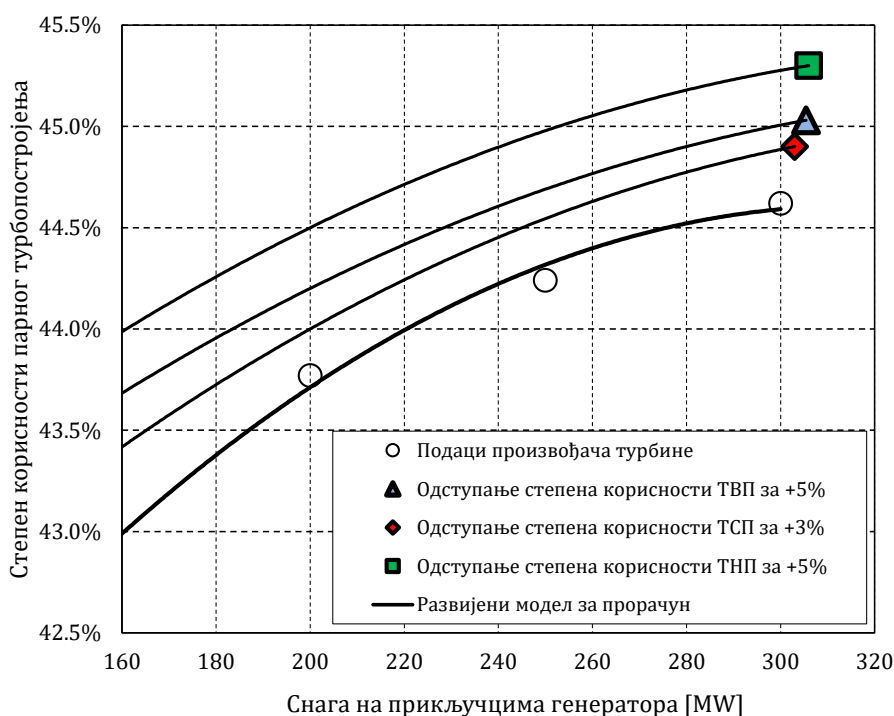
Слика 4.17: Степен корисности парног турбопостројења у зависности од температуре расхладне воде.

На слици 4.18.а приказана је зависност степена корисности парног турбопостројења у функцији температуре свеже паре, док је на слици 4.18.б приказан зависност у функцији од температуре догрејане паре.



Слика 4.18: Вредност степена корисности парног турбопостројења у функцији: а) температуре свеже паре, б) температуре догрејане паре.

Приликом избора нове опреме разматра се и уградња TVP, TSP и/или TNP са новим дизајном високог степена корисности. На слици 4.19 приказана је зависност степена корисности парног турбопостројења у зависности од уградње нових турбина са већим вредностима степена корисности.



Слика 4.19: Промена вредности степена корисности парног турбопостројења услед промене предложеног пројектног решења TVP, TSP или TNP.

4.7 Прорачун утицаја одступања радних параметара на рад парног турбопостројења

Одступање радних параметара и радних карактеристика компоненти парног турбопостројења од очекиваних вредности имају утицаја на мању или већу производњу електричне енергије у односу на доведену топлоту кроз границе парног турбопостројења. Стога, за сваку компоненту написан је модел како би био одређен утицај одступања на вредност произведене електричне енергије, односно, вредност степена корисности парног турбопостројења.

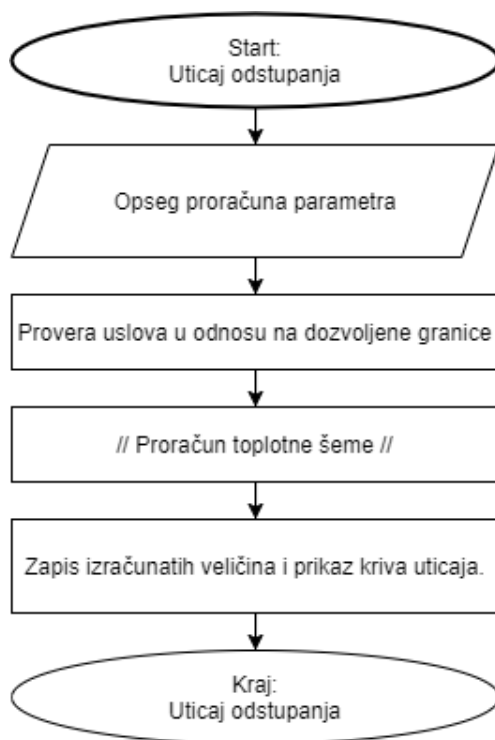
Сваки радни параметар или радна карактеристика у оваквом случају посматра се засебно, без промене осталих радних параметара. На овај начин могуће је установити да ли одређени параметар има већи или мањи утицај на рад парног турбопостројења. На крају, спроводи се прорачун целе топлотне шеме и приказује укупан утицај одступања свих параметара.

Приликом спровођења гаранцијских или погонских термотехничких испитивања, за разматрање одступања радних параметара од номиналних вредности користе се корекционе криве испоручене од стране произвођача турбине или се користи метода која је описана у стандарду [21], односно генералисане криве које су описане у стандарду [31]. Корекционе криве које су испоручене од стране произвођача турбине дају се у уским границама одступања радних параметара за гарантовани режим рада што је најчешће и номинални режим. По методи која је описана у стандарду [21] за прорачун корекционих кривих усваја се исти проток свеже паре, а за прорачун одступања усваја се однос изентропског топлотног пада за номиналне параметре и параметре који су остварени у раду. На овај начин се не узима у обзир различити

положај регулационих вентила TVP приликом одступања вредности притиска и/или вредности температуре свеже паре.

Метода за прорачун утицаја одступања одређених параметара на рад парног турбопостројења, развијена у оквиру овог рада, састоји се од прорачуна топлотне шеме при истој количини доведене топлоте кроз границе парног турбопостројења. На овај начин потребно је разматрати и промену масеног протока свеже паре и спровести детаљни прорачун TVP и топлотне шеме парног турбопостројења.

Алгоритам за прорачун утицаја одступања сваког параметра засебно приказан је на слици 4.20.

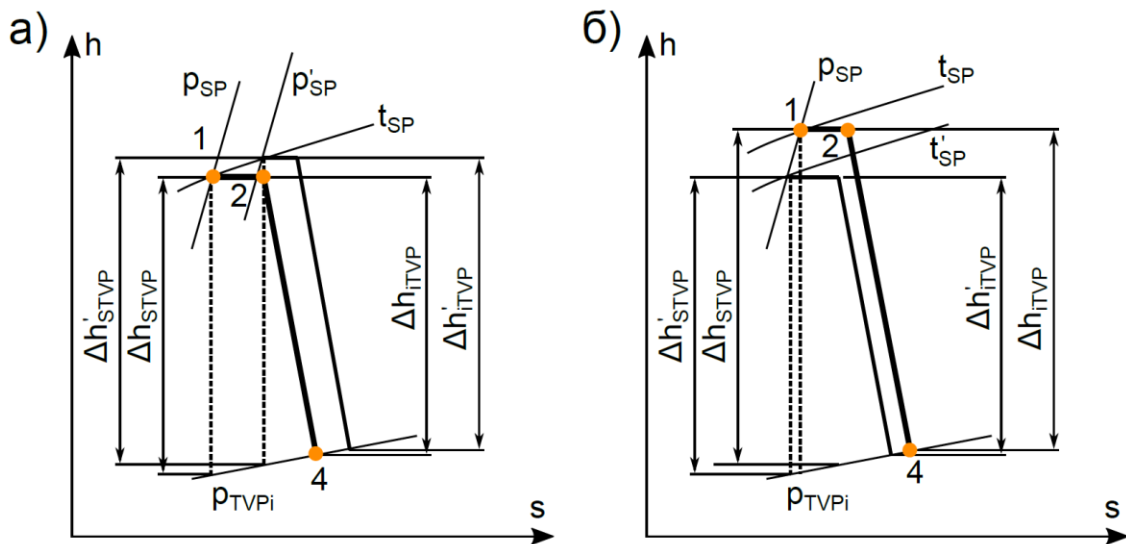


Слика 4.20: Алгоритам за прорачун утицаја одступања радних параметара и радних карактеристика на рад парног турбопостројења.

4.7.1 Одступање притиска и температуре свеже паре

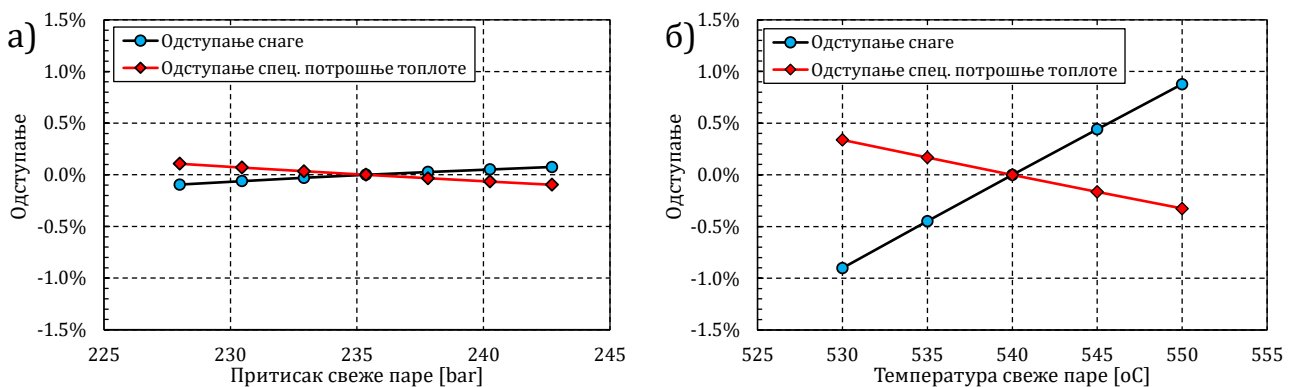
Поред утицаја на степен корисности Ранкин-Клаузијусовог циклуса, одступање притиска свеже паре има утицај и на унутрашњи изентропски степен корисности TVP. Према описаном моделу за прорачун парне турбине, поглавље 3.1, проточна карактеристика турбине остаје иста са променом режима. Стога, приликом промене притиска свеже паре долази до промене положаја регулационих вентила. Прорачун новог пада притиска у стоп и регулационом вентилу рачуна се према услову да је иста проточна карактеристика турбине. На овај начин унутрашњи изентропски степен корисности турбине се мења, док степен корисности групе ступњева остаје исти.

Промена температуре свеже паре, према једначини 2.11, утиче мало на промену протока свеже паре и незнатно утиче на промену унутрашњег изентропског степена корисности TVP. Међутим, одступања температуре свеже паре утиче на промену вредности степена корисности парног турбопостројења. На слици 4.21 приказане су линије експанзије паре у TVP приликом повећања вредности притиска (а) и (б) вредности температуре свеже паре.



Слика 4.21: Утицај одступања а) вредности притиска и б) вредности температуре свеже паре на линију експанзије паре у турбини.

На слици 4.22 приказане су корекције за снагу генератора бруто и специфичну потрошњу топлоте због одступања притиска и температуре свеже паре за номинални режим блока ТЕ Угљевик, чија је топлотна шема приказана на слици 4.6.



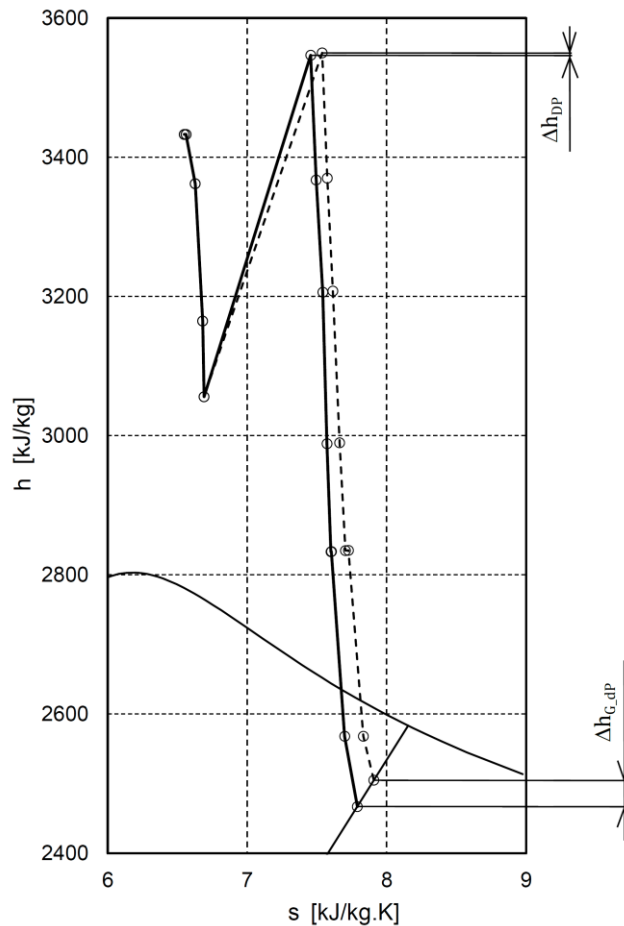
Слика 4.22: Корекције снаге и специфичне потрошње топлоте за блок ТЕ Угљевик услед одступања: а) Вредности притиска свеже паре, б) Вредности температуре свеже паре.

4.7.2 Одступање пада притиска у догрејачу паре и температуре догрејане паре

У парним турбопостројењима са догревањем паре, поред одступања вредности температуре догрејане паре, неопходно је узети у разматрање и вредност пада притиска у догрејачу паре. Релативни пад притиска у догрејачу паре износи

$$\Delta p_{DP} = \frac{p_{TVPI} - p_{GV2}}{p_{TVPI}}, \quad (4.13)$$

где су: p_{TVPI} притисак на излазу TVP и p_{GV2} притисак догрејане паре испред TSP. На слици 4.23 приказана је промена линије експанзије при повећању пада притиска у догрејачу паре у односу на пројектну вредност.



Слика 4.23: Промена линија експанзије у турбини услед пораста пада притиска у догрејачу паре. Умањење снаге турбине зависи пропорционално од смањења топлотног пада у TSP и TNP Δh_{TSP_TNP} за

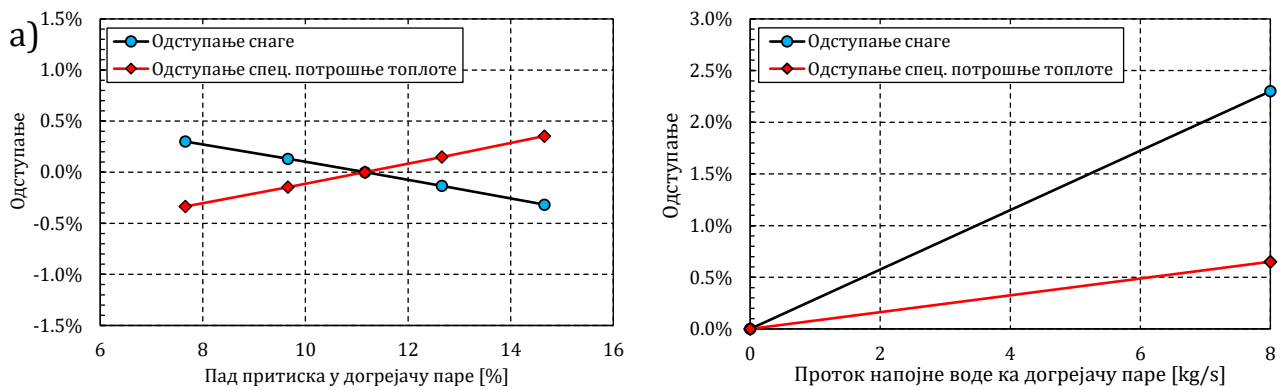
$$\Delta h_{TSP_TNP} = \Delta h_{DP} - \Delta h_{G_dP}, \quad (4.14)$$

где су: Δh_{DP} повећање енталпије догрејане паре при нижем притиску и истој вредности температуре догрејане паре и Δh_{G_dP} смањење топлотног пада у турбини.

Пад притиска у догрејачу паре утиче на линију експанзије у TSP и TNP, што за последицу има утицај на рад целог турбопостројења. Како би био обухваћен утицај вредности пада притиска на рад парног турбопостројења, неопходно је спровести итеративни прорачун и усвојити корекцију протока свеже паре.

За прорачун утицаја одступања температуре догрејане паре потребно је спровести прорачун топлотне шеме парног блока, с обзиром на то да са променом вредности температуре долази до промене вредности протока свеже паре. Наиме, имајући у виду да усвојени приступ у коме се прорачун врши за исту доведену количину топлоте, променом вредности температуре догрејане паре долази и до прерасподеле размене топлоте и промене вредности протока свеже и догрејане паре. Такође, промена вредности температуре догрејане паре има утицаја и на рад TNP, па није могуће посматрати само TSP.

На слици 4.24 приказане су корекције за вредност снаге и специфичне потрошње топлоте парног турбопостројења услед одступања пада притиска у догрејачу паре и температуре догрејане паре за номинални режим.



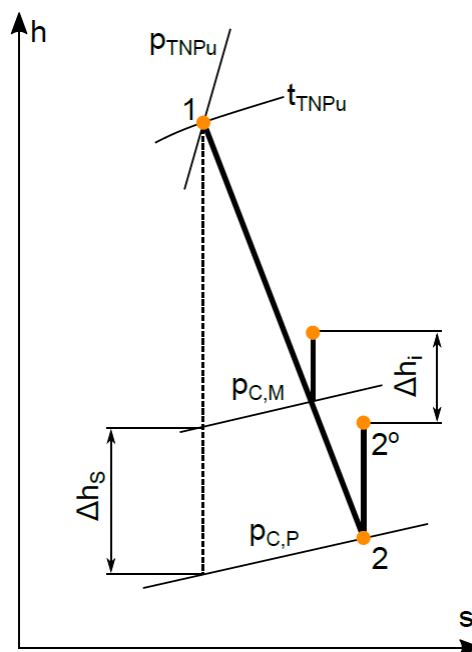
Слика 4.24: Корекције снаге и специфичне потрошње топлоте за турбопостројење ТЕ Угљевик услед: а) одступања пада притиска у догрејачу паре и б) вредности температуре догрејане паре.

4.7.3 Одступање притиска у кондензатору

Вредност притиска у кондензатору зависи од радних и геометријских параметара који су наведени у поглављу 3.2. За пројектне параметре, измерену температуру и проток расхладне воде, проток и термодинамичко стање паре на улазу у кондензатор, може се одредити вредност притиска кондензације. Очекивана вредност притиска у кондензатору одређена је помоћу модела који је приказан у поглављу 3.2.

Измерена вредност притиска у кондензатору резултат је тренутног стања кондензатора. Одступање измерене од очекиване вредности утиче на производњу електричне енергије, односно, на одступање вредности степена корисности парног турбопостројења.

На слици 4.25 приказана је линија експанзије у TNP до очекиване вредности притиска у кондензатору $p_{c,p}$ и измерене вредности $p_{c,m}$.



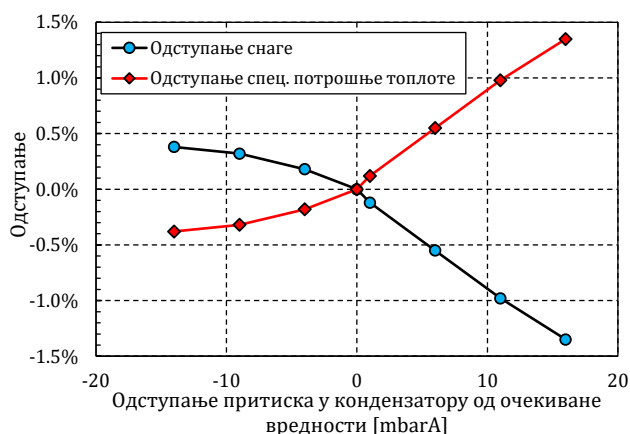
Слика 4.25: Линија експанзије у TNP и начин прорачуна корекције за одступање притиска у кондензатору $p_{c,m}$ од очекиване прорачунске вредности $p_{c,p}$.

Корекција степена корисности због одступања притиска у кондензатору од очекиване прорачунске вредности одређена је према једначини

$$K_{COND}^{\eta_{TP}} = \frac{\dot{M}_K \cdot (\Delta h_s - \Delta h_i)}{P_{TNP_P}}, \quad (4.15)$$

где је \dot{M}_K проток паре ка кондензатору и P_{TNP_P} унутрашња снага турбине за очекивану прорачунску вредност притиска у кондензатору. За прорачун корекције и утицаја одступања вредности притиска у кондензатору, усвојено је да нема промене аеродинамичког степена корисности ступњева TNP. Вредност степена корисности TNP одређује се узимајући у обзир и губитке са излазном брзином. Провера утицаја промене притиска у кондензатору спроведен је итеративним путем, прорачуном комплетне топлотне шеме парног турбопостројења, будући да долази и до промене термодинамичких величина одузимања за загрејаче главног кондензата.

На слици 4.26 приказане су вредности корекције снаге и специфичне потрошње топлоте услед одступања притиска у кондензатору од очекиване вредности.



Слика 4.26: Корекције снаге и специфичне потрошње топлоте за блок ТЕ Угљевик услед одступања притиска у кондензатору од очекиване вредности.

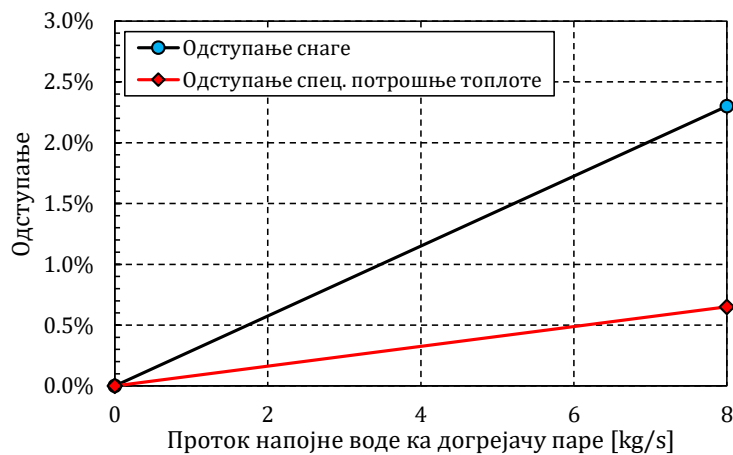
4.7.4 Одступање температуре напојне воде

Температура напојне воде зависи од последњег загрејача на линији загревања напојне воде, односно од притиска одузимања паре. Утицај на рад последњег загрејача напојне воде може имати и рад претпоследњег загрејача, а одступање вредности температуре напојне воде утиче на промену доведене количине топлоте парном турбопостројењу и самим тим, одређивање утицаја одступања захтева и промену протока свеже паре.

4.7.5 Одступање вредности протока напојне воде за убризгавање у догрејач паре

Већа количина доведене напојне воде у догрејач паре не утиче позитивно на рад парног турбопостројења, напротив, утиче на смањење произведене електричне енергије. Наиме, већа количина напојне воде од пројектоване вредности заобилази TVP и тиме утиче на умањење произведене електричне енергије. Уколико би разлика између тренутно убризгане напојне воде и пројектом предвиђене количине напојне воде за убризгавање у догрејач паре била распоређена тако да пролази кроз TVP, производња електричне енергије била би већа. За одређивање утицаја услед промене убризгавања напојне воде у догрејач паре потребно је урадити прорачун топлотне шеме парног турбопостројења.

На слици 4.27 приказана је вредност одступања снаге и специфичне потрошње топлоте за одступање протока напојне воде за убризгавање од номиналне вредности.



Слика 4.27: Корекције снаге и специфичне потрошње топлоте за блок ТЕ Угљевик за одступања протока напојне воде за убризгавање у догрејач од номиналне вредности.

4.7.6 Одступање степена корисности TVP, TSP и TNP

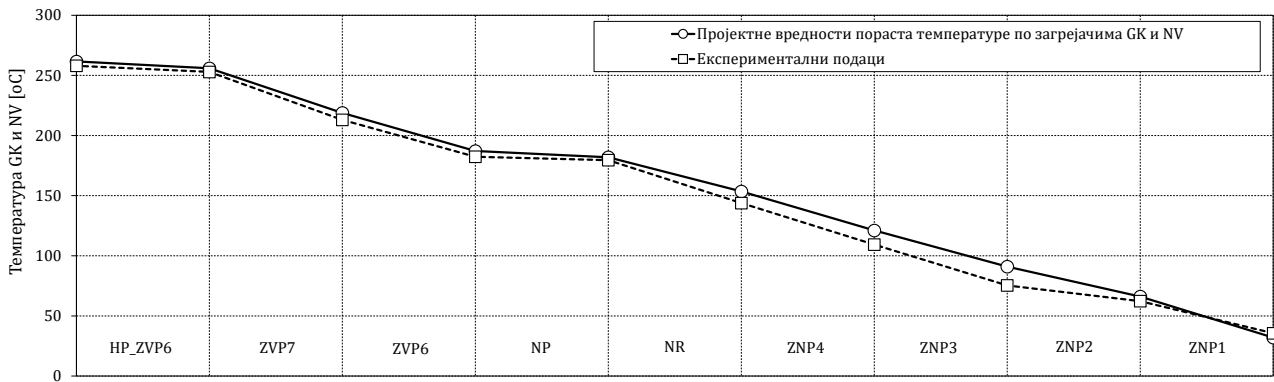
Прорачун утицаја вредности степена корисности TVP на рад парног турбопостројења спроводи се у зависности од начина регулисања снаге парне турбине (поглавље 3.1). Да би се исправно одредио утицај овог одступања на рад парног турбопостројења потребно је спровести прорачун целог постројења имајући у виду промену температуре паре на излазу TVP. При том, проток свеже паре мора се кориговати с обзиром да се анализа спроводи за исту доведену количину топлоте.

Степен корисности TSP не зависи од режима рада уколико не постоји регулисано одузимање из проточног пресека. Стога се може сматрати да је степен корисности TSP приближно исти за све режиме. За прорачун утицаја одступања степена корисности TSP на рад парног турбопостројења, потребно је спровести прорачун топлотне шеме имајући у виду промене термодинамичких параметара одузимања паре из турбине за загрејаче.

Према раније наведеним процедурама вредност степена корисности TNP могуће је одредити посредно према билансу снаге на вратилу турбине. Грешке приликом мерења притисака и температура на улазу и излазу TVP и TSP, као и протока свеже и догрејане паре, директно утичу респективно на прорачун унутрашњих снага. Те грешке се касније преносе и приликом прорачуна унутрашње снаге и степена корисности TNP. У том случају могуће је добити степен корисности TNP већи од 100%. Усаглашавањем података ове грешке се неутралишу.

4.7.7 Одступање радних карактеристика загрејача главног кондензата и напојне воде

Један од параметара који утиче на температуру напојне воде, односно главног кондензата на излазу из загрејача, јесте вредност температурне разлике на излазу, која може да одступа од очекиваних вредности услед запрљања, присуства некондензујућих гасова и смањене површине за размену услед затварања оштећених цеви. Погоршани рад једног загрејача, утиче на рад наредног загрејача. У том случају, потребно је одузети већу количину паре из турбине на вишем притиску што умањује степен корисности парног турбопостројења, односно, произведену снагу, слика 4.28.



Слика 4.28: Утицај одступања радних карактеристика загрејача на температуру напојне воде.

На слици 4.28 дат је пример погоршаног рада ZNP2 и његовог утицаја на наредне загрејаче. У наредном загрејачима размењена топлота је већа, односно веће је одузимање паре из турбини и на тај начин је смањена снага парног турбопостројења за 0,3%.

Приликом одређивања утицаја погоршаног рада загрејача, потребно је спровести прорачун топлоте шеме имајући у виду и примену модела за прорачун загрејача, поглавље 3.3.

4.7.8 Одступање пада притиска у пароводима одузимања

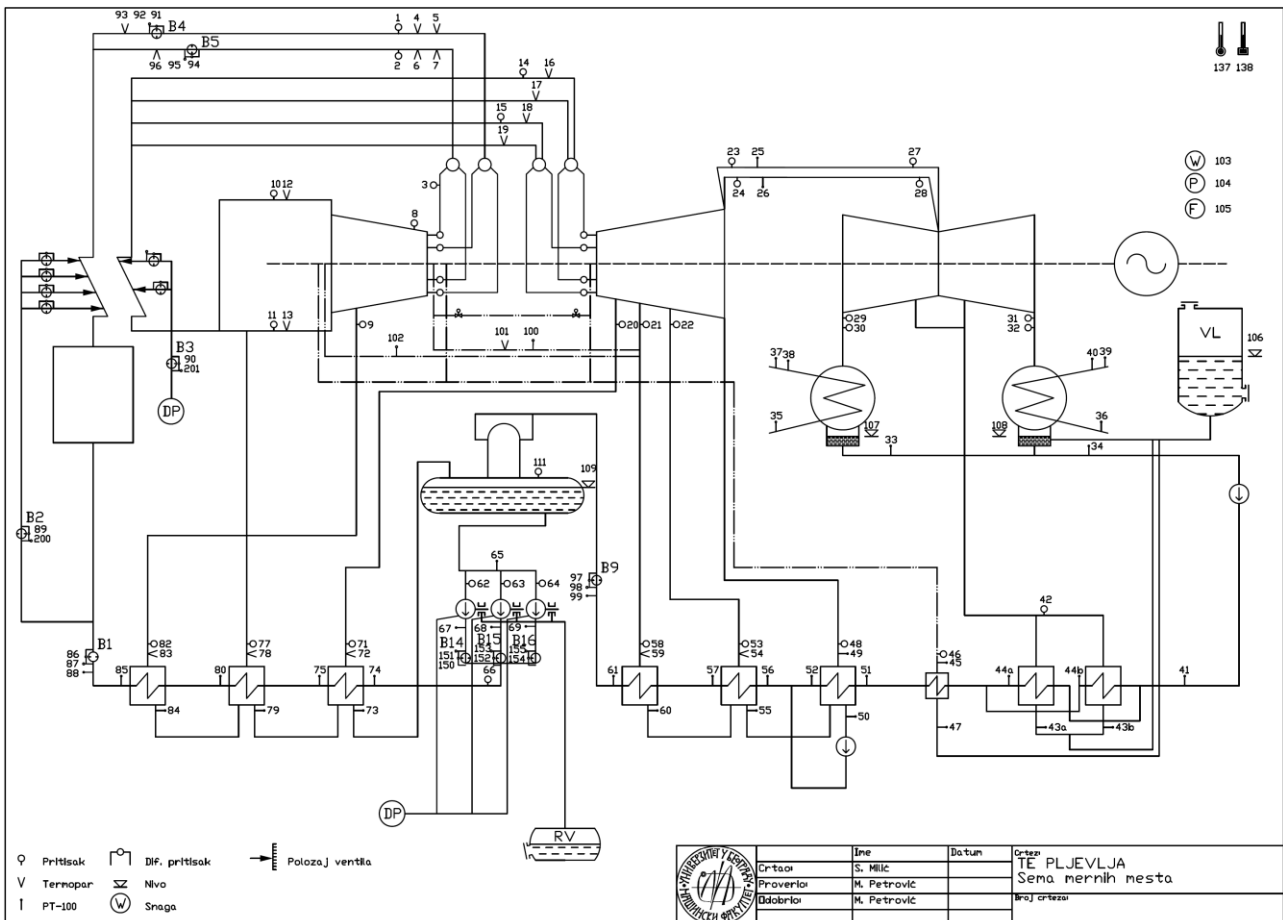
Пад притиска у пароводима одузимања доводи до снижавања притиска кондензације у загрејачима главног кондензата и напојне воде. Резултат тога је нижа вредност температуре воде на излазу из загрејача која утиче на рад следећег загрејача. За одређивање утицаја пада притиска у пароводима одузимања, неопходно је спровести прорачун парног турбопостројења.

5 Развој система за испитивање парних турбопостројења

Мерно-аквизициони систем за спровођење пријемних и погонских испитивања парних турбопостројења који је у претходном периоду развила Лабораторија за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења, као и у међувремену велики број спроведених испитивања парних турбопостројења у нашој држави и земљама региона, послужила су за детаљну проверу свих развијених модела за прорачун компоненти парног турбопостројења. Такође, резултати добијени испитивањима послужили су као велика поредбена база и омогућили проверу и валидацију развијеног прорачунског модела за прорачун топлотне шеме парног блока.

Развој мерно-аквизиционог система био је у складу са захтевима важећих стандарда за испитивање парних турбина и парних турбопостројења [5], [21], [30], [31] и [32].

Полазна тачка за спровођење пријемних и погонских испитивања парног турбопостројења јесте дефинисање свих мерних места која су неопходна за прорачун главних термодинамичких параметара парног турбопостројења и анализу рада свих компоненти турбопостројења. На слици 5.1 приказан је пример дефинисања шеме мерних места која је формирана применом развијеног програма приказаног у поглављу 4.



Слика 5.1: Шема мерних места за спровођење термотехничких испитивања парног турбопостројења.

Када је то год могуће, неопходно је обезбедити вишеструко мерење кључних параметара и на тај начин отклонити могућност појаве систематске грешке и смањити мерну несигурност приликом одређивања коначне вредности за даљи прорачун. Истовремена примена више мерних уређаја за мерење одређене физичке величине, омогућава разматрање потом исте као вишеструко мерене величине. Детаљно разматрање мерне несигурности описано је у поглављу 5.1.

Вредност протока свеже паре кључна је величина приликом одређивања главних термодинамичких параметара, стога је потребно спровести детаљну анализу и прорачун овог параметра. С тим у вези, израдом шеме мерних места неопходно је обезбедити начин на који би измерена вредност протока свеже паре била што ближе стварној вредности. Одређивање бруто снаге блока веома је прецизно мерење и обавља се на прикључцима генератора.

Губитке радне материје, према претходно наведеним моделима у поглављу 3, могуће је одредити мерењем нивоа воде у резервоарима додатне воде. У току испитивања потребно је обуставити допуну циклуса додатном деминерализованом водом из посторојења за хемијску припрему воде (HPV) и мерити промену нивоа у резервоару додатне воде (RDV). Систем управљања блоком одржава нивое у резервоару напојне воде, колектору кондензатора и другим резервоарима приближно константним. Ипак ове минималне промене мере се ради што тачнијег одређивања протока свеже паре.

5.1 Аквизиција и статистичка обрада мерених података

Испитивање парних турбопостројења спроводи се за унапред договорене режиме. Пре бележења података, неопходно је спровести изолацију циклуса и стабилизацију радних параметара. Изолација циклуса треба да обезбеди рад парног турбопостројења и токове радне материје стриктно према топлотној шеми, слика 5.1.

Стабилизација радних параметара треба да обезбеди да флукуација радних параметара буде у допуштеним границама, док довољно дуго трајање једног испитивања треба да обезбеди да стандардна девијација средње вредности буде минимална. Минимално време трајања једног испитивања је 30 min, али се најчешће испитивања на одређеном режиму рада изводе у трајању од 1 до 2 h.

Фаза обраде података започиње прорачуном средњих вредности забележених читавања са одређеним кораком за сваки мерни инструмент током периода испитивања. Величине које се бележе су:

- отпор са термоотпорних мерила температуре,
- напон са термопарова,
- јачина струје са мерила притиска и диференцијалних притисака,
- напон и јачина струје за мерење снаге.

Средња вредност величине добија се из количника интеграла функције промене величине и периода испитивања

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_{\tau_1}^{\tau_2} x(\tau) d\tau \quad (5.1)$$

Израчунате средње вредности читавања коригују се како би се узели у обзир сви утицаји на показивање инструмената и конвертују у одговарајуће физичке јединице користећи:

- константе инструмената и нулте корекције,
- криве еталонирања,

- референтне вредности читавања инструмената (нпр. амбијентални притисак и температура) и
- и додатне утицаје као што је геодезијска висина воденог стуба у инсталацијама за мерење притиска.

Измерене вредности мерених величина као и резултати добијени на основу прорачуна измерених вредности увек су праћени одређеном грешком. Под грешком мерења δ неке величине подразумева се разлика између измерене вредности x и тачне вредности μ

$$\text{грешка} = \text{измерена вредност} - \text{тачна вредност}$$

Ради оцене тачности мерења у пракси често се примењује релативна грешка која представља однос грешке и тачне вредности, односно како тачну вредност није могуће поуздано одредити, релативна грешка је однос грешке мерења и измерене вредности и представљена је у процентима. При мерењима се могу јавити две врсте грешака: систематске и случајне грешке.

Систематске грешке потичу од специфичних грешака мерне технике и мерног инструмента односно, ради неправилног начина смештања, одржавања и руковања њиме. Систематске грешке су поновљиве, односно при понављању мерења истим инструментом и мерењем које се спроводи на исти или сличан начин увек се јављају са истом величином и смером дејства. Оне се могу утврдити, ако се једна те иста величина мери применом различитих метода или заменом мерног инструмента. Еталонирањем инструмената систематске грешке се елиминишу.

Случајне грешке мерења нису поновљиве, односно при поновљеним мерењима физичке величине са константном вредношћу истим мерним инструментом, оне су променљиве и у погледу величине и знака. Случајне грешке мерења се јављају услед грешке самог инструмента и грешке читавања. Ове грешке подлежу статистичким законима. Уобичајено је усвојити да се случајне грешке расподељују по Гаусовом закону нормалне расподеле.

При понављању мерења константне величине x истим мерним инструментом, средња вредност серије биће

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (5.2)$$

где су: x_i појединачна вредност и n број спроведених мерења.

Мера случајне грешке, односно одступање појединачне мерне вредности од средње вредности јесте средња квадратна грешка S_z

$$S_z = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (5.3)$$

Ако $n \rightarrow \infty$ средња вредност серије тежи тачној вредности μ мерене величине а средња квадратна грешка S_z прелази у стандардно одступање σ_z

$$\sigma_z = \lim_{n \rightarrow \infty} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2}{n}} \quad (5.4)$$

Средња вредност серије мерења и средња квадратна грешка σ_z при довољно великом броју мерења n су приближне μ и σ_z .

При мерењу константне величине и довољно великом броју читавања n интервал поверења несигурности средње вредности је занемарљиво мали. Ако је мерена величина променљива у времену, као што је то случај код пријемних и погонских испитивања парних турбопостројења, не може се одредити средња квадратна грешка S_z , односно стандардно одступање σ_z и интервал поверења $V_{x,z}$ из одступања прочитаних вредности од средње вредности, али се може закључити да ће интервал поверења грешке средње вредности $V_{x,z}$ која настаје услед случајних грешака мерења, при довољно великом броју читавања n бити, такође, занемарљиво мали.

За мерне величине са неправилном, непериодичном променом у времену интервалска грешка је случајна величина променљивог знака и вредности.

Грешка интегралења зависи од амплитуда величине у односу на средњу вредност X_i и броја читавања n . Максимално дозвољавање амплитуде најважнијих величина у току испитивања строго су прописане и износе само неколико процената средње вредности. С обзиром на то да је интервалска грешка случајна величина променљивог знака, грешка интегралења при одређивању средње вредности занемарљиво је мала.

Систематске грешке са случајном расподелом грешке су групе истих, међусобно независних мерних инструмената, које није могуће утврдити, које се притом разликују по величини и знаку те се могу посматрати као случајне грешке. То значи да исти мерни инструменти једне серије при изради имају случајно расподељене систематске грешке. Систематске грешке са случајном расподелом могу се смањити само коришћењем већег броја мерних инструмената за мерење једне величине при чему би се интервал поверења одређивао према једначини (вишеструко мерене величине).

На основу претходно изнетог може се констатовати да се интервал поверења укупне грешке мерене величине, која се добија као средња вредност из више мерења у току испитивања једним мерним инструментом, састоји из три дела:

- интервала поверења $V_{x_i,z}$ за $P = 95\%$ грешке средње вредности услед случајне грешке мерења,
- интервала поверења $V_{x_i,l}$ за $P = 95\%$ грешке средње вредности услед временске променљивости мерене величине (грешка интегралења),
- интервала поверења $V_{x_i,s}$ за $P = 95\%$ случајне систематске грешке инструмента којим се обавља мерење.

Дакле, интервал поверења укупне грешке средње вредности биће:

$$V_{X_i} = \pm \sqrt{V_{x_i,z}^2 + V_{x_i,l}^2 + V_{x_i,s}^2} \quad (5.5)$$

Тачна вредност величине налази се вероватноћом $P = 95\%$ у интервалу

$$\bar{x} - 1.96 \cdot V_{X_i} \leq \mu_i \leq \bar{x} + 1.96 \cdot V_{X_i} \quad (5.6)$$

При аквизицији података помоћу мерног система поред грешака самог мерног инструмента, давача, потребно је узети у обзир и остале елементе који чине мерни ланац. На пример, мерни ланац за мерење температуре помоћу термоелемента може се састојати од четири елемента. У мерном инструменту „а” разлика температура се

претвара у напон, који се појачава у појачивачу „b”, у А/D - конвертору се аналогни сигнал са неком грешком конвертује у дигитални, који се затим у рачунару меморише са неком грешком услед заокруживања. Ова мерна несигурност представља мерну несигурност типа В и износи

$$\frac{V_L}{L} = \sqrt{\left(\frac{V_a}{a}\right)^2 + \left(\frac{V_b}{b}\right)^2 + \left(\frac{V_c}{c}\right)^2 + \left(\frac{V_d}{d}\right)^2} \quad (5.7)$$

При поступку еталонирања пожељно је еталонирање укупног мерног ланца заједно како би се повећала тачност мерења. Укупна мерна несигурност мерене величине износи

$$V_X = V_{X,i} + V_L \quad (5.8)$$

5.2 Мерна несигурност резултата прорачуна

Резултати испитивања (на пример масени проток, специфична потрошња топлоте и други) израчунавају се на основу мерених вредности, термодинамичких својстава воде и водене паре и других потребних коефицијената. Ако су све мерене величине, термодинамичка својства и коефицијенти независни један од другог и њихови интервали поверења (мерна несигурност) одређени за исту вероватноћу (на пример 95%), онда се они могу сабирати сагласно закону о израчунавању грешке. Мерна несигурност у том случају износи

$$V_y = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_x} \left(\frac{\partial F}{\partial x_i} V_{x,i}\right)^2 + \sum_{j=1}^{n_b} \left(\frac{\partial F}{\partial b_j} V_{b,j}\right)^2 + \sum_{k=1}^{n_c} \left(\frac{\partial F}{\partial c_k} V_{c,k}\right)^2} \quad (5.9)$$

где су: $V_{x,i}$ мерна несигурност мерене величине x_i , $V_{b,j}$ несигурност таблица из којих се одређује b_j , $V_{c,k}$ несигурност таблица из којих се одређује c_k .

Термодинамичка својства радног флуида, као и коефицијенти зависе од мерених величина и вредности које су очитане из таблица. Несигурности таблица величина стања и својстава материје (таблице за воду и водену пару) обично се не узимају у обзир при пријемним испитивањима јер се исте таблице користе и при прорачуну постројења па њихова несигурност не утиче на доказивање гаранције. Несигурност табличних вредности коефицијената (на пример несигурности коефицијената протока или коефицијената експанзије код нормираних пригушница) при прорачуну обавезно се узимају у обзир.

Енталпија се обично одређује на основу очитавања инструмената за мерење притиска и температуре. Мерне несигурности ових величина се, према томе, узимају у обзир при одређивању несигурности енталпије. Додатна одступања настају због толеранције табличних вредности енталпије. Несигурност одређивања енталпије за прегрејану и влажну пару износи

$$V_h = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial T} V_T\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial p} V_p\right)^2 + R_h^2}, \quad (5.10)$$

$$V_h = \pm \sqrt{\left[(1-x) \cdot \frac{\delta h'}{\delta p_{sat}} + x \cdot \frac{\delta h''}{\delta p_{sat}}\right]^2 \cdot V_{p_{sat}}^2 + (h'' - h') \cdot V_x^2 + R_{h'}^2 + R_{h''}^2}.$$

При одређивању несигурности разлика енталпија, толеранције таблица за пару се не могу увек у потпуности применити. Разликују се три случаја:

- Довођење топлоте при изобарском процесу са променом фаза, на пример у парном котлу између енталпија

$$V_{\Delta h} = \pm \sqrt{V_{h_i}^2 + V_{h_j}^2}, \quad (5.11)$$

где се V_{h_i} и V_{h_j} рачунају према једначини (5.9).

- Довођење топлоте при изобарском процесу без промене фаза, на пример догревање између енталпија h_i и h_j

$$V_{\Delta h} = \pm \sqrt{V_{h_i}^2 + V_{h_j}^2 + \left[\left(\frac{R_{h_i}}{h_i} \right)^2 + \left(\frac{R_{h_j}}{h_j} \right)^2 \right] \cdot (h_i - h_j)^2}, \quad (5.12)$$

где су: R_{h_i} и R_{h_j} толеранције таблица за пару за енталпије h_i и h_j .

- Изентропска експандиција у парној турбини (пад енталпије)

$$V_{\Delta h} = \pm \sqrt{V_{h_i}^2 + V_{h_j}^2 + (h_i - h_j)^2 \cdot A^2(s)}. \quad (5.13)$$

Вредност фактора $A^2(s)$ је функција ентропије и начин прорачуна је дат у стандардима [21] и [31]. У прилогу Б приказан је пример прорачуна вредности степена корисности турбине средњег притиска и мерне несигурности наведене величине.

5.3 Средња вредност вишеструко мерене величине

При гаранцијским испитивањима кључни параметри, који утичу на одређивање вредности гарантованих параметара (на пример, вредност степена корисности парног турбопостројења), вишеструко се мере. Вишеструким мерењем се може сматрати мерење код кога се једна величина мери помоћу три или више уређаја и код које је испуњен услов компатибилности, односно, постоји преклапање поља мерене величине са рачунатом мерном несигурношћу.

Уколико постоје два или више мерења једне величине, а да при том није испуњен услов компатибилности, спроводи се провера мерних инструмената и мерних места у циљу отклањања систематских грешака. Коришћењем еталониране мерне опреме, водећи рачуна о местима постављања некомпатибилност је могуће у потпуности избећи.

Избегава се усвајање мерених величина на бази очекиваних вредности, с обзиром на то да је могуће добити на крају контрадикторне резултате прорачуна. Ради избегавања појаве оваквих случајева потребно је спровести и усаглашавање мерених података како би коначни резултат прорачуна био са минималним одступањем од тачног резултата.

5.4 Усаглашавање мерених података за даљи прорачун

При испитивању парног турбопостројења коначни главни резултати зависе од измерених вредности и остварених мерних несигурности. У циљу што тачнијег одређивања коначних резултата развијена је метода усаглашавања мерених података. Приказана метода у стандарду VDI 2048 [76] користи се приликом провере мерених величина у постројењима.

Прорачун топлотне шеме заснива се на решавању система нелинеарних једначина који су записани у облику

$$F(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{c}) = 0, \quad (5.14)$$

где је \mathbf{x} вектор познатих величина, \mathbf{y} вектор величина одређених прорачуном и \mathbf{c} вектор усвојених константи за прорачун. Приликом обраде резултата испитивања и праћења и анализе рада турбопостројења једначина (5.14) добија облик

$$F(\bar{\mathbf{x}}, \bar{\mathbf{y}}, \mathbf{c}) \neq 0. \quad (5.15)$$

Потребно је спровести усаглашавање података како би био испуњен услов

$$F(\mathbf{x}^*, \mathbf{y}^*, \mathbf{c}) = 0, \quad (5.16)$$

где су вектори \mathbf{x}^* и \mathbf{y}^* усаглашене величине. Усаглашавање података спроводи се применом Гаусовог принципа корекције прорачуном корекција мерених величина \mathbf{k} за усаглашавање измерених вредности по формули

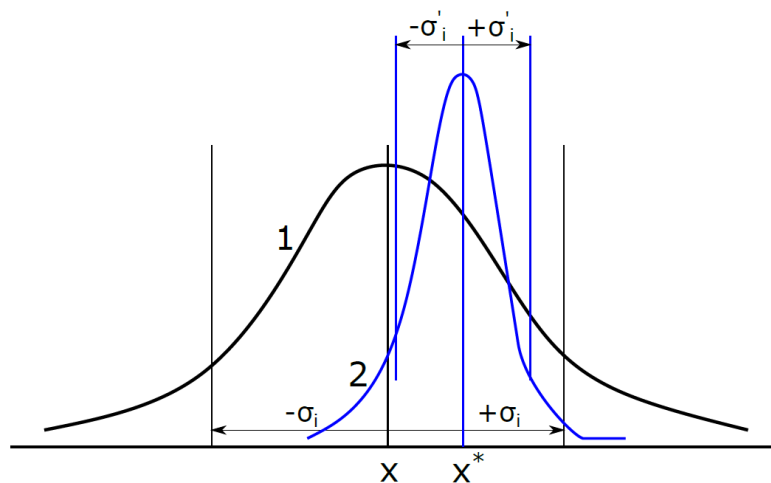
$$\mathbf{x}^* = \bar{\mathbf{x}} + \mathbf{k}, \quad (5.17)$$

уз постављени услов

$$\sum_{i=1}^n \frac{(\bar{x}_i - x_i^*)^2}{Vx_i} \rightarrow \min. \quad (5.18)$$

За спровођење поступка усаглашавања података потребно је написати једначине и успоставити јасну корелацију између мерених података и података које је могуће добити прорачуном. Овде су за све компоненте написане једначине материјалног и топлотног биланса. Вредности степена корисности TVP, TSP, TNP, NP и PPTP морају се ограничити, како би се избегао случај да се, због погрешно измерених вредности, као резултат прорачуна добије, на пример, степен корисности преко 100%, што свакако нису нити очекиване нити веродостојне вредности.

Тачна вредност мерене величине налази се са истом вероватноћом у толеранцијском пољу које је дефинисано једначином 5.6, а графички је представљено на слици 5.2 линијом (1). Сврха усаглашавања мерених величина јесте у томе да се на основу задатог циља у опсегу који је описан једначином 5.6 пронађе вредност која је са већом вероватноћом ближа тачној вредности од вредности очитане при мерењу. Задати циљ може бити да се на основу измерене вредности снаге генератора бруто одреди са највећом сигурношћу расподела тачних вредности унутар толеранције која је дефинисана мерном несигурношћу, слика 5.2 линија (2).



Слика 5.2: Средња вредност измерене величине и циљ усаглашавања података.

У зависности од конфигурације топлотне шеме парног турбопостројења укупан број једначина за материјални и топлотни биланс компоненти може бити и преко 100. Овде је приказан модел за решавање система једначина и прорачун корекција мерених величина. Усаглашавање мерених података може се спровести једино уколико постоји довољан број мерених величина како би били написани сви неопходни биланси за спровођење процедуре.

У развијеном моделу се усаглашавање података испитивања одвија засебно за случај одређивања протока свеже паре и за случај провере и усаглашавања измерених вредности притисака и температура.

Све једначине материјалног и топлотног биланса засебних компоненти могу се написати у форми вектора

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 = Y_1^{mereno} - Y_1^{bilans} \\ \vdots \\ 0 = Y_i^{mereno} - Y_i^{bilans} \end{bmatrix}. \quad (5.19)$$

Како би се утврдила међусобна зависност између мерених величина, потребно је написати матрицу са првим изводом по захтеваној променљивој величини

$$\frac{\partial Y_i}{\partial x_i} = [z_1 \quad \dots \quad z_i], \quad (5.20)$$

односно слагањем за све променљиве добија се матрица понашања система

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} z_1^{x_1} & \dots & z_1^{x_i} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ z_i^{x_1} & \dots & z_i^{x_i} \end{bmatrix}. \quad (5.21)$$

Зависност између мерених и срачунатих величина представљена је матрицом мерних несигурности свих мерених величина

$$\mathbf{S}_x = \begin{bmatrix} V_{x1}^2 & \dots & V_{x1} \cdot V_{xn} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ V_{xn} \cdot V_{x1} & \dots & V_{xn}^2 \end{bmatrix}. \quad (5.22)$$

За величине које нису у корелацији вредност члана у матрици (5.22) једнака је нули, односно

$$s_{x_i, j} = V_{x_i} \cdot V_{x_j} = 0. \quad (5.23)$$

Ради постизања циља дефинисаног једначином (5.18) потребно је постићи да укупна грешка корекције резултата буде минимална

$$\xi_0 = \mathbf{k}^T \cdot \mathbf{S}_x^{-1} \cdot \mathbf{k} \Rightarrow \min. \quad (5.24)$$

Услов који је потребно испунити јесте

$$\frac{\xi_0}{r} \leq F_{r, \infty}, \quad (5.25)$$

где је r број степена слободе система, док је $F_{r, \infty}$ вероватноћа расподеле резултата.

За прорачун корекција \mathbf{k} мерених величина примењује се матрични рачун у облику

$$\mathbf{k} = -\mathbf{S}_x \cdot \mathbf{E}^T \cdot (\mathbf{E} \cdot \mathbf{S}_x \cdot \mathbf{E}^T)^{-1} \cdot \mathbf{D}. \quad (5.26)$$

Матрица мерних несигурности за кориговане мерене вредности одређује се применом матричног рачуна

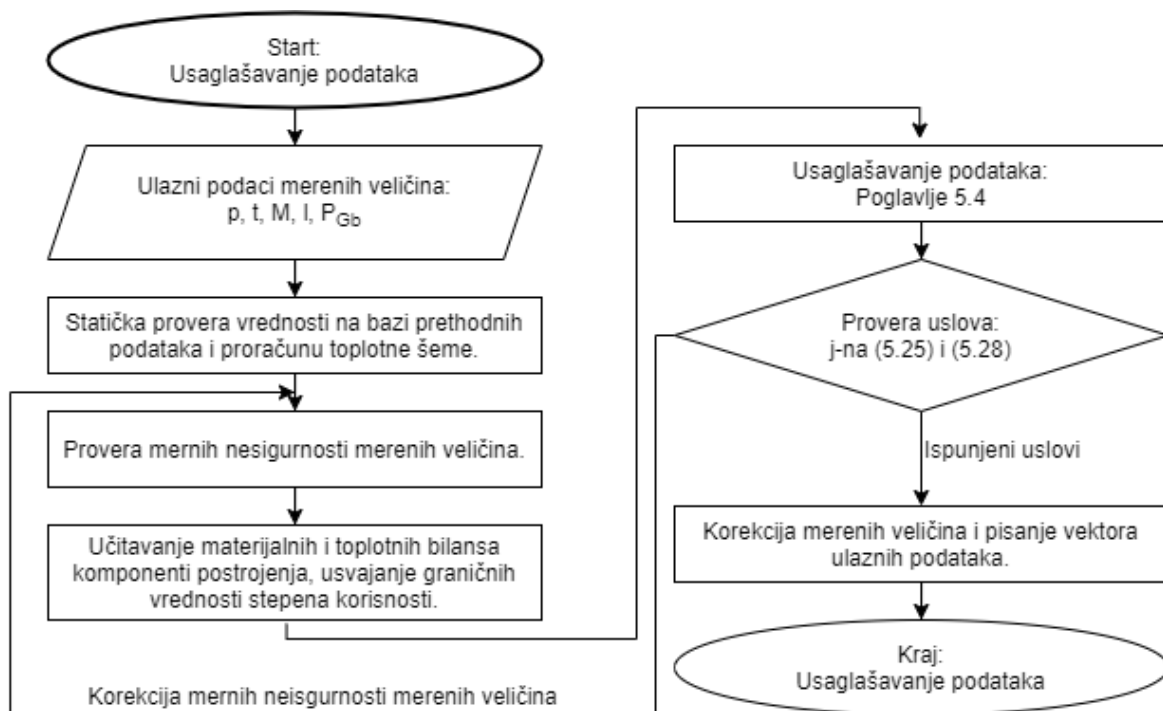
$$\mathbf{S}_{x^*} = \mathbf{S}_x - \mathbf{S}_k = \mathbf{S}_x - \mathbf{S}_x \cdot \mathbf{E}^T \cdot (\mathbf{E} \cdot \mathbf{S}_x \cdot \mathbf{E}^T)^{-1} \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{S}_x. \quad (5.27)$$

Поред (5.25) још један услов се поставља за проверу корекције резултата

$$\left| \frac{k_i}{\sqrt{\max\left(s_{k,ii}, \frac{s_{x,ii}}{10}\right)}} \right| \leq 1.96. \quad (5.28)$$

Уколико један од услова (5.25) или (5.28) није испуњен претпоставка је да постоји озбиљна грешка у резултатима испитивања, као и срачунатим мерним несигурностима. За чланове матрице (5.27) где су резултати већи од дозвољене границе 1.96 усвајају се нове, веће, мерне несигурности и поступак који је претходно описан поново се итеративно спроводи.

На слици 5.3 приказан је алгоритам спровођења усаглашавања података мерених величина који је саставни део програма за прорачун топлотних шема парних турбопостројења.



Слика 5.3: Алгоритам усаглашавања података мерених величина.

5.5 Прорачун главних термодинамичких параметара, гарантованих параметара и поређење са гарантованим вредностима

Главни термодинамички параметри су показатељи квалитета рада парног турбопостројења и предмет су гаранције приликом наручивања нове опреме или вредности која се захтева уколико се врше модернизације или ремонти. Главни термодинамички параметри су:

- степен корисности парног турбопостројења,

- специфична потрошња топлоте парног турбопостројења (реципрочна вредност степена корисности парног блока),
- специфични рад генератора бруто или специфична потрошња паре парног турбопостројења.

Такође, предмет гаранције може бити и степен корисности турбине високог или средњег притиска. Приликом испитивања ради утврђивања степена корисности појединачних турбина, број мерних места је мањи, али ипак у неким од таквих случајева неизбежно је да се спроведе испитивање целог парног турбопостројења.

Важан део за оцену испуњености гаранције јесте мерна несигурност кључних резултата. Испитивање према стандарду [5] не захтева прорачун мерних несигурности, већ се одлука о испуњености гаранције доноси на основу поређења измерених вредности и гарантованих вредности, односно гаранција је испуњена уколико је

$$\eta_{TPb}^{mereno} \geq \eta_{TPb}^{garantovano}. \quad (5.29)$$

Са друге стране, применом стандарда [21] и [31], саставни део обраде података јесте и прорачун мерне несигурности резултата испитивања и гаранција се сматра испуњеном уколико је

$$\eta_{TPb}^{mereno} + V\eta_{TPb} \geq \eta_{TPb}^{garantovano}. \quad (5.30)$$

Вредности степена корисности који се користе приликом провере испуњености гаранција кориговане су према номиналним условима рада постројења. Корекција резултата се спроводи коришћењем корекционих кривих достављених од стране произвођача парне турбине или коришћењем метода описаних у референтним стандардима, као што је то напоменуто у поглављу 4. Идентична процедура приликом поређења испуњености гаранције важи и за степен корисности TVP и TSP.

Прорачун мерне несигурности резултата испитивања спроводи се према процедури која је приказана у делу 5.2.

5.6 Прорачун биланса парног турбопостројења по првом закону термодинамике

Провера исправности спроведених испитивања подразумева израду биланса по првом закону термодинамике за парно турбопостројење. Резултат прорачуна је прихватљив уколико је вредност релативне грешке доведене, односно одведене енергије мања или једнака од мерне несигурности испитивања. Вредност грешке биланса која значајно превазилази вредност мерне несигурности, указује на грешку у спроведеном испитивању и у том случају неопходно је поновити снимање података на испитиваном режиму.

Биланс по првом закону термодинамике састоји се од прорачуна укупне доведене и одведене енергије у јединици времена преко границе парног турбопостројења:

- доведена енергија у јединици времена \dot{Q}_{in} :
- доведена количина топлоте горивом,
- потребна снага за погон напојних пумпи (уколико се напојне пумпе погоне електромоторима),
- количина топлоте доведена допунуом циклуса услед губитка радне материје;
- одведена енергија у јединици \dot{Q}_{out} :
- снага генератора бруто,

- снага помоћне парне турбине (уколико се напојна пумпа погони помоћном парном турбином),
- механички губици у лежајевима турбине,
- губици у генератору,
- испоручена топлота за систем даљинског грејања и/или технолошке паре,
- одведена топлота из кондензатора.

Укупна грешка биланса по првом закону термодинамике износи

$$\delta_I = \frac{|\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}|}{\dot{Q}_{in}} \quad (5.31)$$

У том смислу, вредност укупне грешке биланса мора бити мања или једнака вредности релативне мерне несигурности израчунатог степена корисности парног турбопостројења $\delta_I \leq V\eta_{Трб}$.

5.7 Пример обраде резултата испитивања парног турбопостројења

За валидацију претходно описаних модела за прорачун топлотне шеме и компоненти коришћени су подаци који су прикупљени приликом термотехничких испитивања парних турбопостројења. У наставку ће бити приказани резултати прорачуна применом развијених модела упоредо са резултатима испитивања два блока: ТЕ Пљевља - Извештај [56] и ТЕ Костолац А2 са једним одузимање паре за производњу топлоте система даљинског грејања – Извештај [55]. У инструкцијама издатим од стране Министарства енергетике и електрификације СССР [87] приказани су подаци који су коришћени приликом прорачуна рада парног турбопостројења са турбином типа ЛМЗ К-200-130.

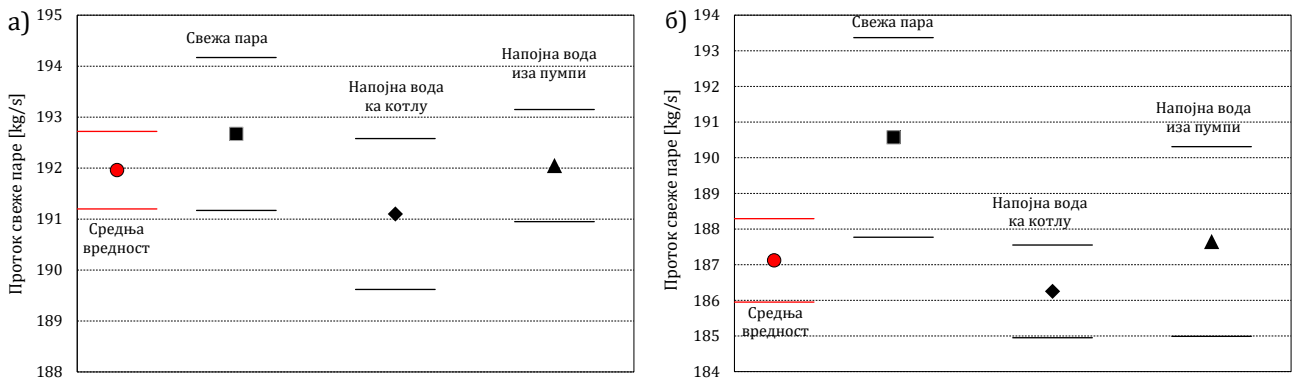
5.7.1 Прорачун протока свеже паре

Као што је претходно наведено, приликом обраде података испитивања посебна пажња је усмерена на одређивање протока свеже паре и стога је потребно предвидети вишеструко мерење у циљу тачног прорачуна. Одређивање протока свеже паре спроводи се израчунавањем статистичке средње вредности вишеструке мерене величине (поглавље 3.8) или усаглашавањем података (поглавље 5.4). За примену методе приказане у поглављу 3.8 потребно је да се толеранцијска поља сваког појединачног биланса међусобно преклапају. На слици 5.4 приказане су вредности протока свеже паре за две претходно наведене електране. Приликом одређивања масеног протока свеже паре у случају ТЕ Пљевља, слика 5.4.а, примењена је процедура статистичке средње вредности вишеструке мерене величине (поглавље 3.8) имајући у виду да се за сва три биланса толеранцијска поља преклапају. У случају ТЕ Костолац А2, слика 5.4.а, било је потребно спровести процедуру усаглашавања података, односно процедуру која је описана у поглављу 5.4.

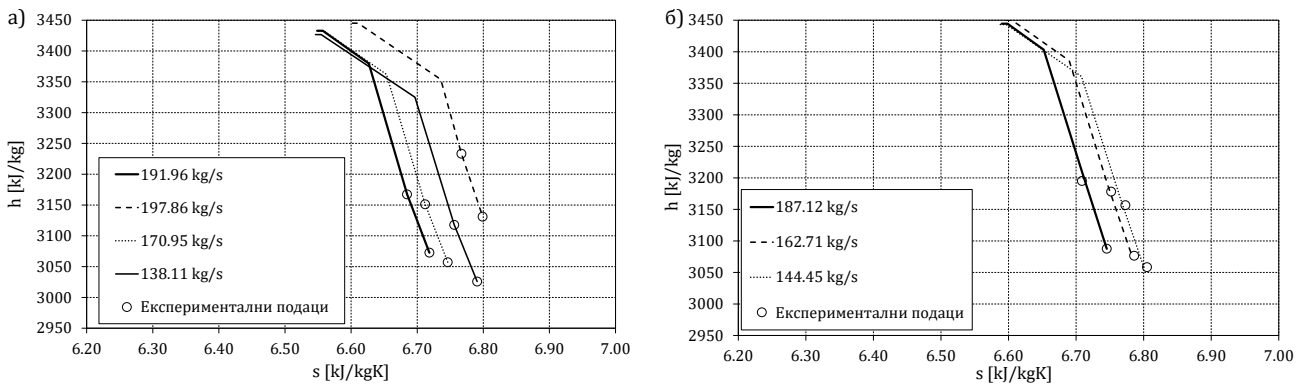
5.7.2 Анализа рада TVP, TSP и TNP

На основу израчунатог протока свеже паре могуће је одредити и зависност степена корисности TVP и TSP од режима рада, као и потребне вредности проточних карактеристика турбина, односно сегмената турбине.

Испитивања турбина у ТЕ Пљевља и ТЕ Костолац А2 спроведена су на различитим оптерећењима са и без ZVP у погону. У случају ТЕ Костолац А2 обухваћен је и комбиновани режим рада.



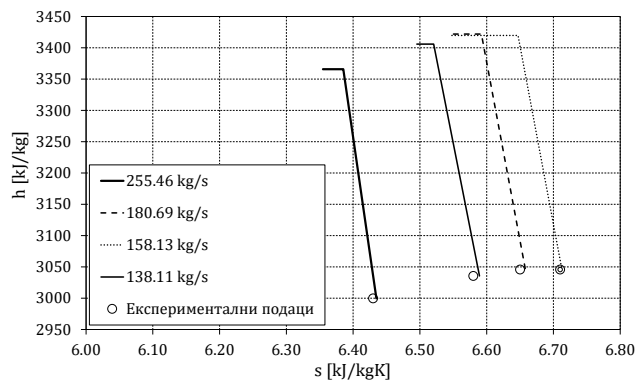
Слика 5.4: Масени проток свеже паре: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.



Слика 5.5: Линија експанзије паре у TVP: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.

На слици 5.5 приказана је линија експанзије паре у TVP и поређење резултата прорачуна и експерименталних података. Према резултатима испитивања за номинални режим, спроведени су прорачуни и за различите парцијалне режиме рада. Према приказаним резултатима, може се уочити добро слагање између израчунатих вредности и измерених вредности који су означени тачкама. Такође, може се закључити да предложени модел за прорачун рада регулационог ступња даје добре резултате што је валидирано и резултатима испитивања за ова два различита блока.

У циљу поређења, на слици 5.6 приказана је линија експанзије паре у TVP за блок код кога се регулисање снаге спроводи клизним притиском (ТЕ Никола Тесла А3 – Извештај [52]).

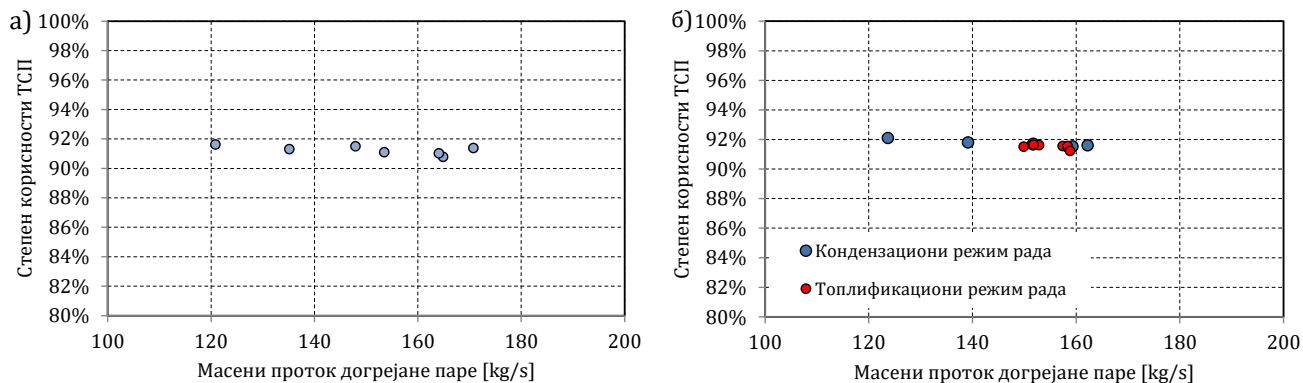


Слика 5.6: Линија експанзије паре у TVP код парног блока где се регулисање снаге спроводи клизним притиском.

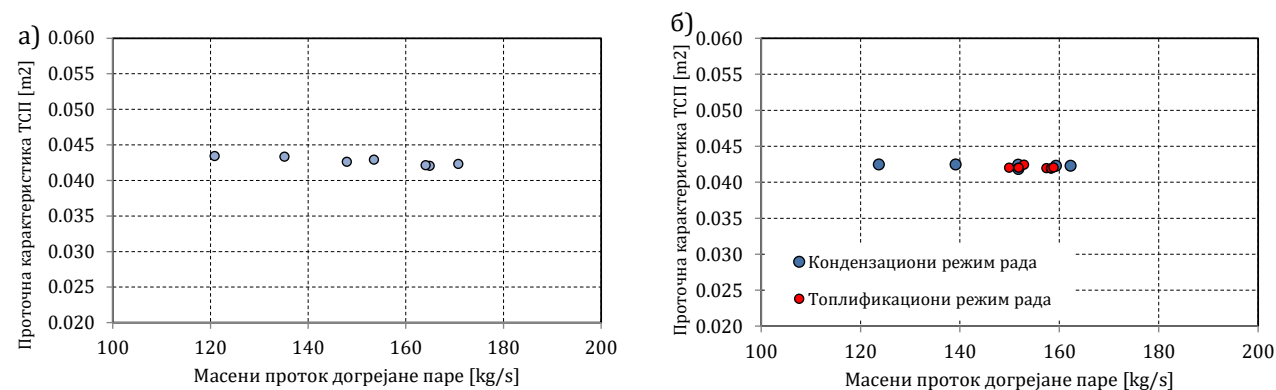
Поређењем резултата прорачуна и испитивања може се уочити добро слагање између модела и експерименталних вредности.

Као што је наведено у поглављу 3 вредност унутрашњег изентропског степена корисности TSP не зависи од режима рада парног турбопостројења и практично се ради о константној вредности при промени радних режима. На слици 5.7 приказане су вредности степена корисности TSP које су одређене на основу спроведених термотехничких испитивања.

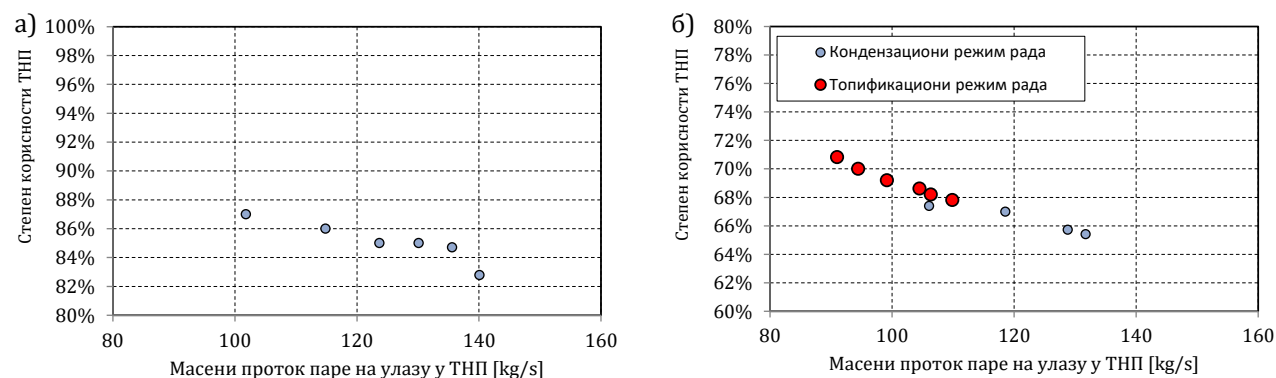
Приликом обраде података анализира се и проточна карактеристика TSP с обзиром на то да не долази до промене геометрије испред групе ступњева. На слици 5.8 приказане су проточне карактеристике TSP за различите режиме рада.



Слика 5.7: Измерене вредности степена корисности TSP: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.



Слика 5.8: Измерене вредности проточне карактеристике TSP: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.

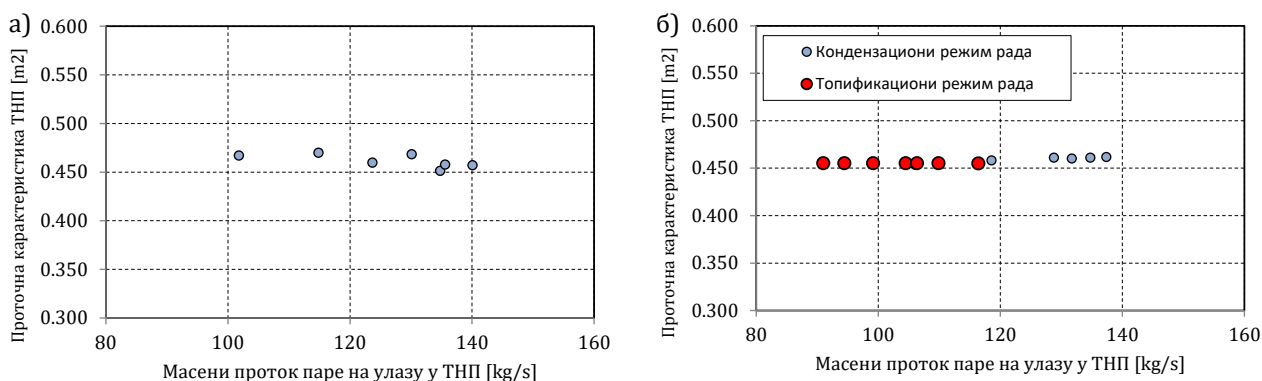


Слика 5.9: Измерене вредности степена корисности TNP: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.

Вредност степена корисности TNP зависи од радног режима парног турбопостројења, вредности протока и температуре расхладне воде. На слици 5.9 приказани су резултати

прорачуна вредности степен корисности TNP према билансу снаге на вратилу турбине, поглавље 3.1.3.

На слици 5.10 приказане су вредности проточне карактеристике турбине ниског притиска за различите режиме рада.



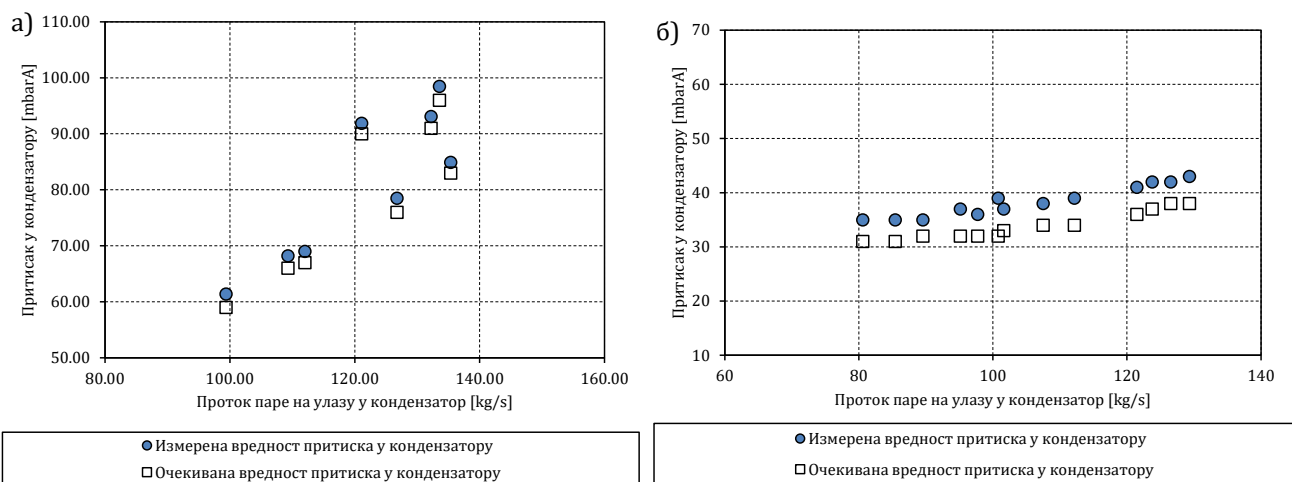
Слика 5.10: Измерене вредности проточне карактеристике ТНП: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.

Према претходно приказаним резултатима са спроведених термотехничких испитивања, јасно се може закључити да су коректно постављени услови приликом писања модела за прорачун компоненти TVP, TSP и TNP. На овакав начин је могуће да се уз познавање режима рада и применом постављених услова спроведу прорачуни за било који други режим рада постројења.

5.7.3 Анализа рада кондензатора

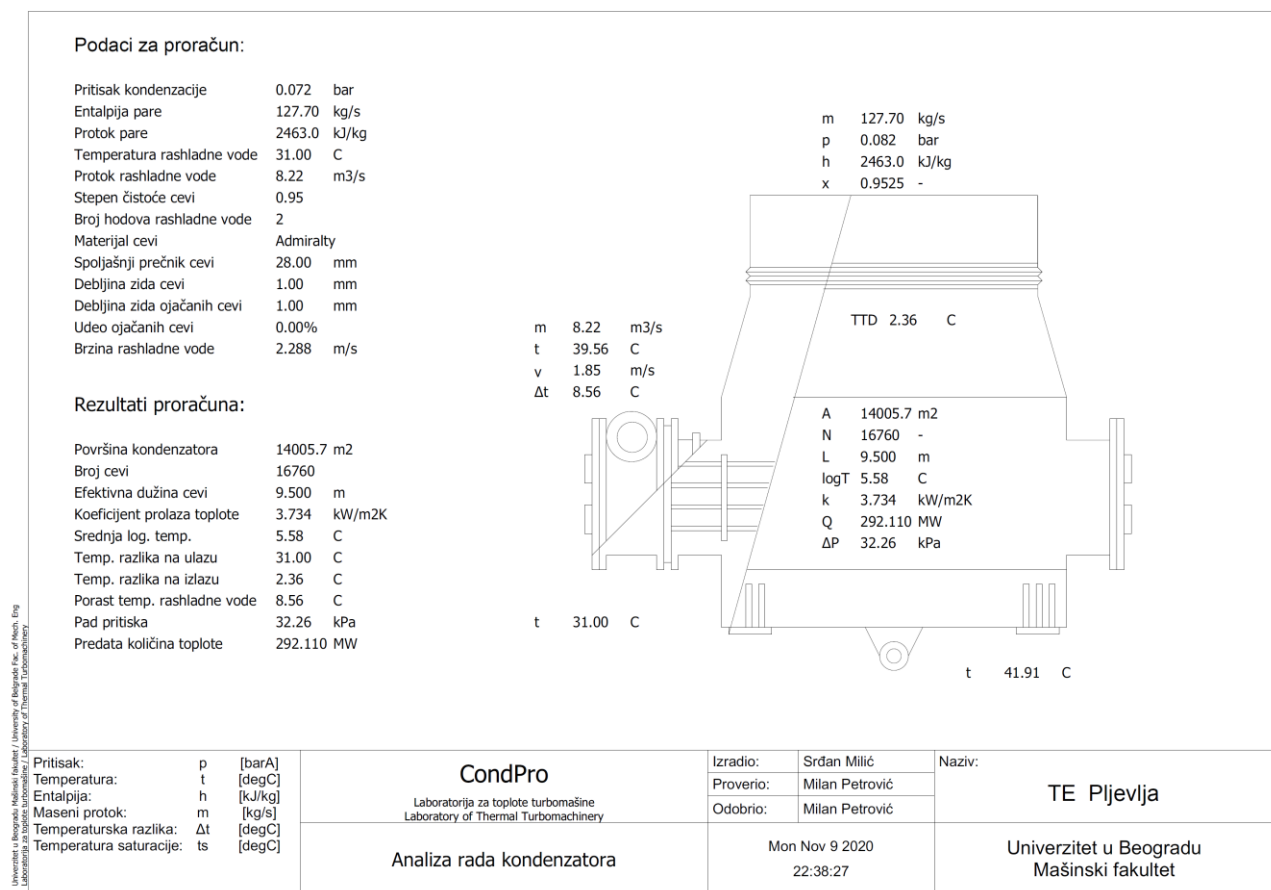
За потребе анализе рада кондензатора неопходно је познавати његове геометријске и радне параметре: број, материјал, пречник, дебљину и дужину цеви, број ходова расхладне воде и температуру и проток расхладне воде. Проток расхладне воде може се измерити применом ултразвучних мерача протока. Са друге стране проток расхладне воде може се одредити на основу срачунате предате количине топлоте са стране паре и измереним температурама расхладне воде на улазу и излазу из кондензатора. Уколико не постоји активна регулација протока расхладне воде (на пример: фреквентна регулација пумпи) вредност проток се врло мало мења при константним геодезијским висинама нивоа воде у уписном, односно потисном резервоару.

Добар пример за проверу методе за прорачун и анализу рада кондензатора јесте поређење резултата испитивања са резултатима добијеним применом методе за прорачун (очекиване вредности) за блок са повратним системом хлађења код кога се користи декарбонизована расхладна вода (ТЕ Пљевља) и проточним системом (ТЕ Костолац А2). Кондензатори оба блока су истих геометријских карактеристика.

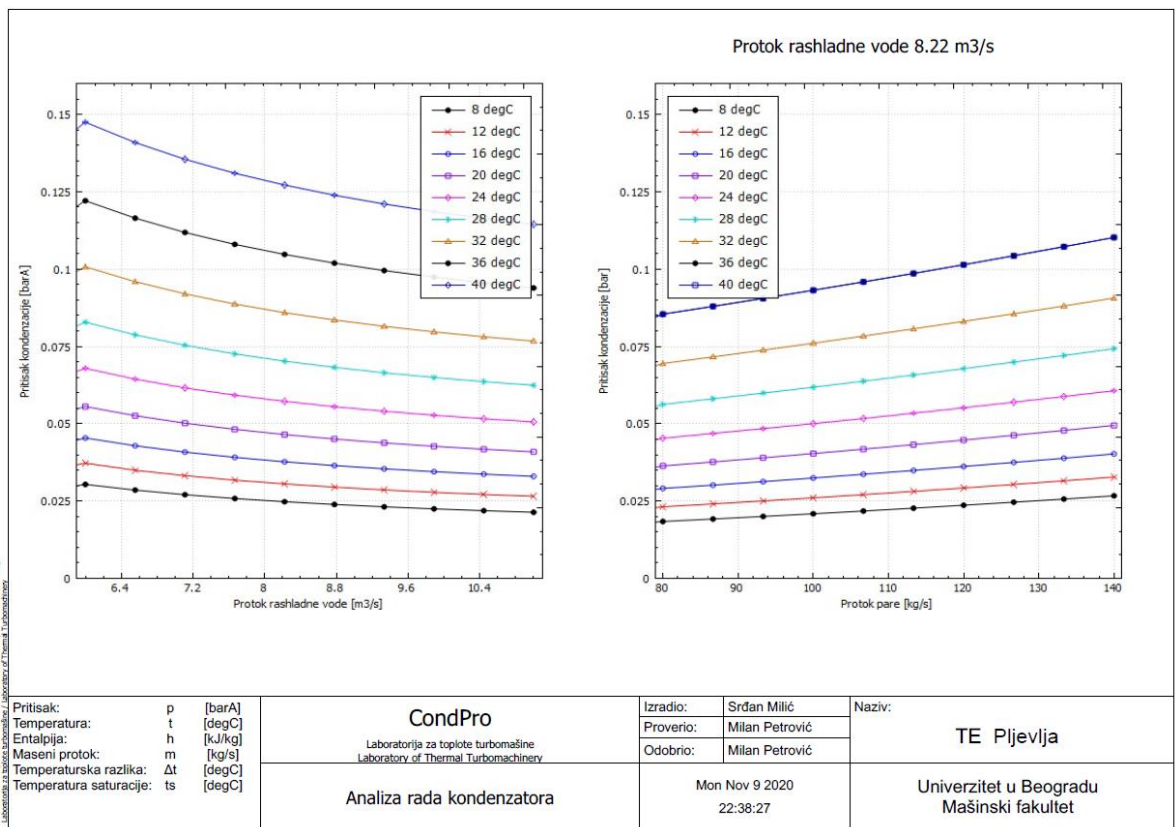


Слика 5.11: Измерена и очекивана вредност притиска у кондензатору: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.

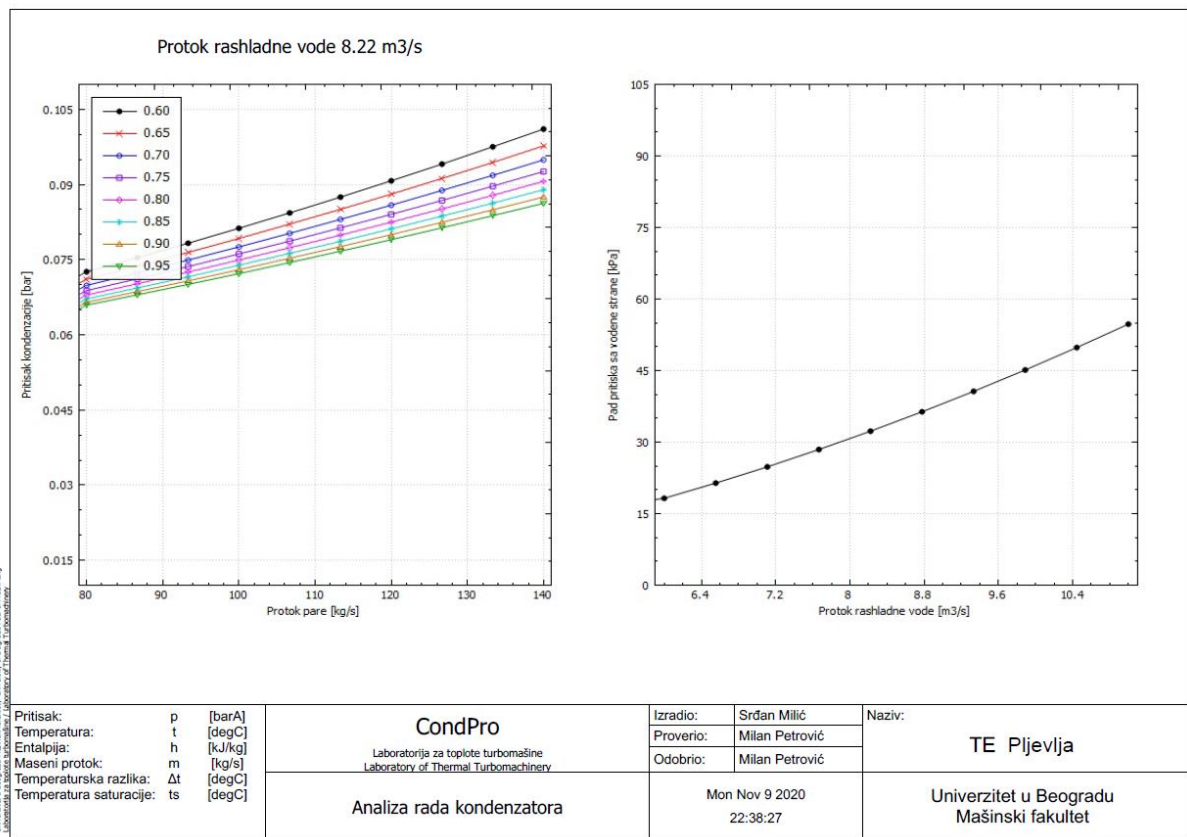
Резултати анализе рада кондензатора у ТЕ Пљевља приказан је на слици 5.12.



Слика 5.12: Анализа рада кондензатора у ТЕ Пљевља.



Слика 5.12: Анализа рада кондензатора у ТЕ Пљевља (наставак).



Слика 5.12: Анализа рада кондензатора у ТЕ Пљевља (наставак).

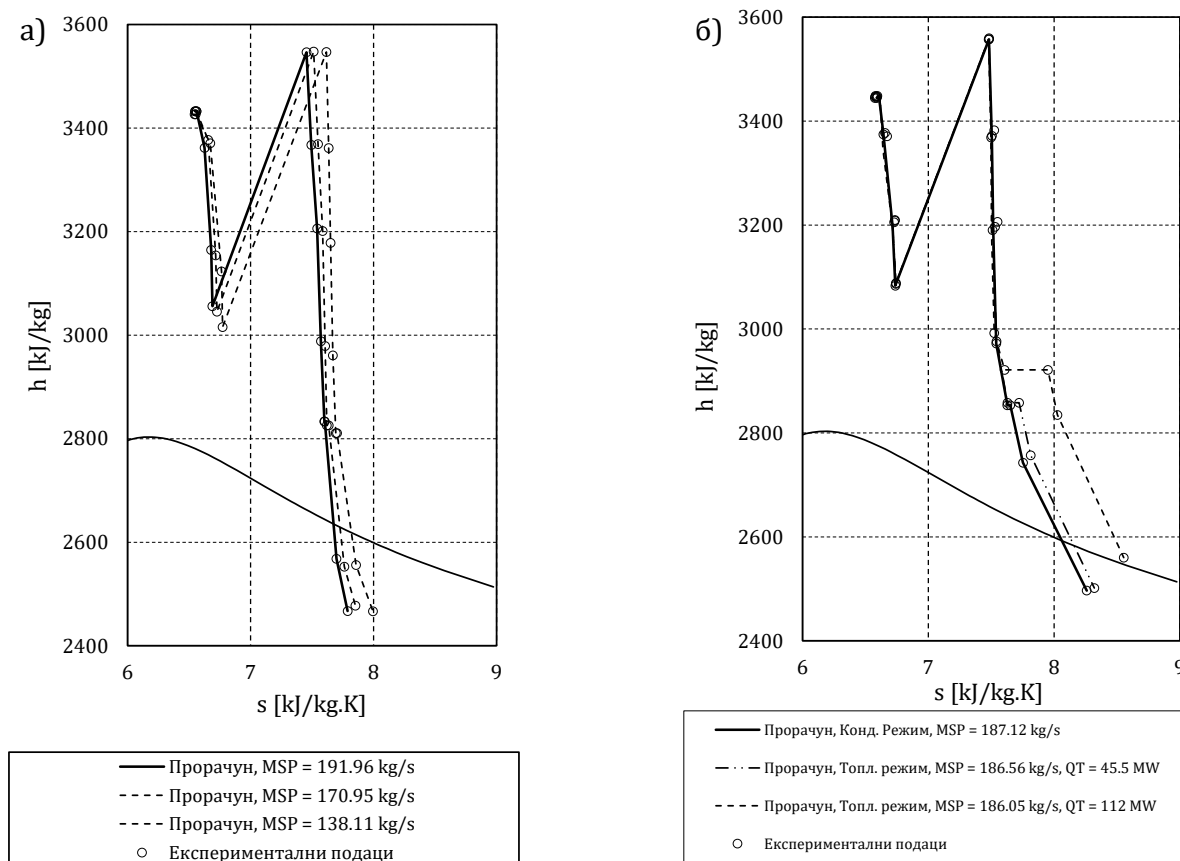
Приказани резултати на слици 5.12 представљају радне карактеристике кондензатора добијене применом развијене методе за прорачун и могу се користити приликом анализе резултата мерења у циљу одређивања могућих узрока одступања притиска у кондензатору.

5.7.4 Анализа рада парног турбопостројења при различитим радним условима

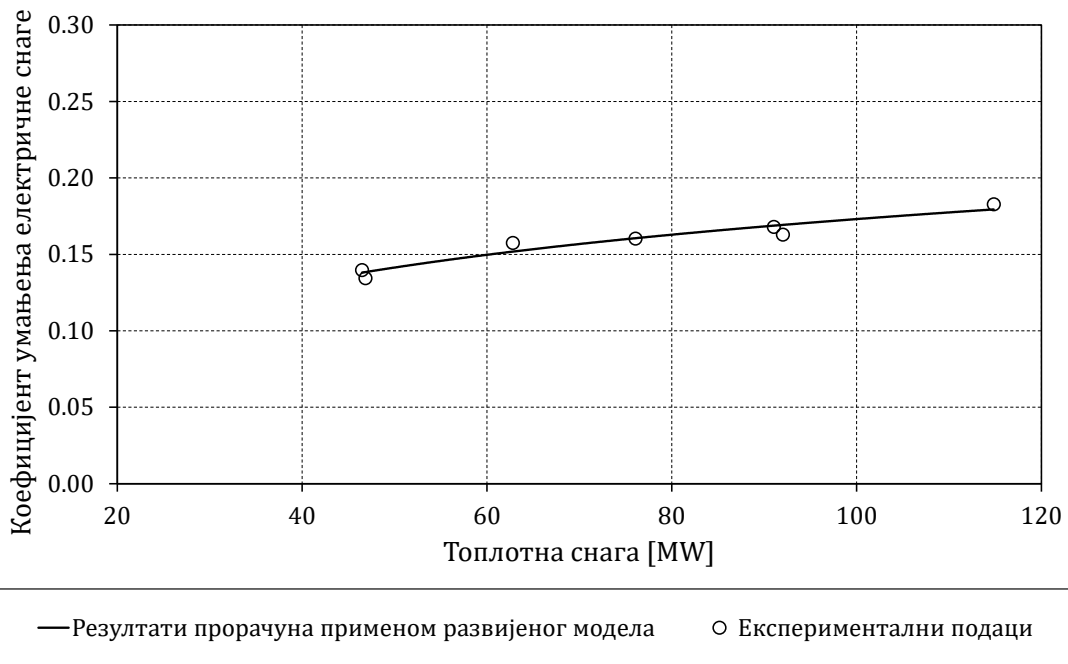
На основу радних карактеристика компоненти, које су одређене на основу спроведених испитивања постројења, одређени су главни термодинамички параметри за различите режиме рада парног турбопостројења, као и за рад постројења ТЕ Костолац А2 у комбинованом режиму рада.

На слици 5.13 приказане су линије експанзије паре у турбини за номинални режим рада и више парцијалних режима. Може се уочити да се резултати прорачуна, који су добијени применом развијеног модела, добро слажу са резултатима испитивања. На слици 5.13.б може се уочити да због великог пригушавања паре у вентилу регулисаног одузимања ($Q_T = 112 \text{ MW}$) долази до повећања вредности притиска испред места одузимања паре. Приказан је режим са највећом вредношћу дозвољеног притиска одузимања, односно, у овом режиму се постиже минимална вредност дозвољеног протока паре кроз ТНР и највећа вредност протока одузимања паре за потребе загревања воде у систему даљинског грејања.

На слици 5.14 приказана је зависност умањења произведене електричне енергије од испоручене топлоте за систем даљинског грејања у ТЕ Костолац А2. На дијаграму су упоредно приказани резултати прорачуна и резултати на бази спроведених термотехничких испитивања.

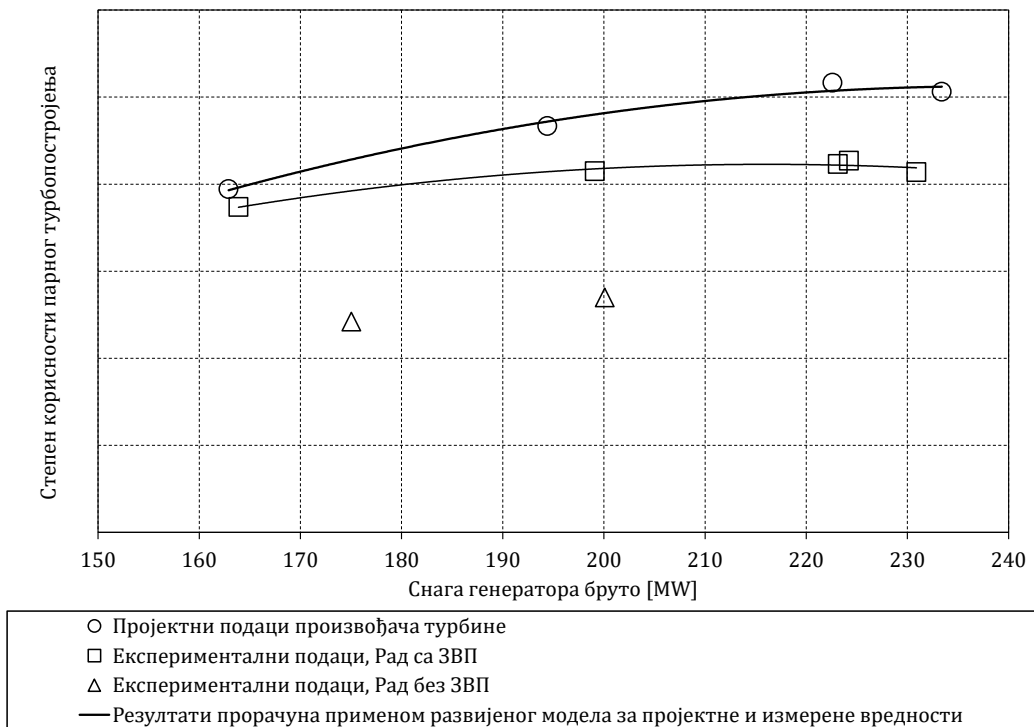


Слика 5.13: Линија експанзије паре у турбини: а) ТЕ Пљевља и б) ТЕ Костолац А2.



Слика 5.14: Умањење производње електричне енергије у зависности од испоручене топлотне снаге за даљинско грејање.

На слици 5.15. приказана је промена степена корисности парног турбопостројења ТЕ Пљевља у зависности од режима рада и поређење експерименталних и прорачунских резултата.



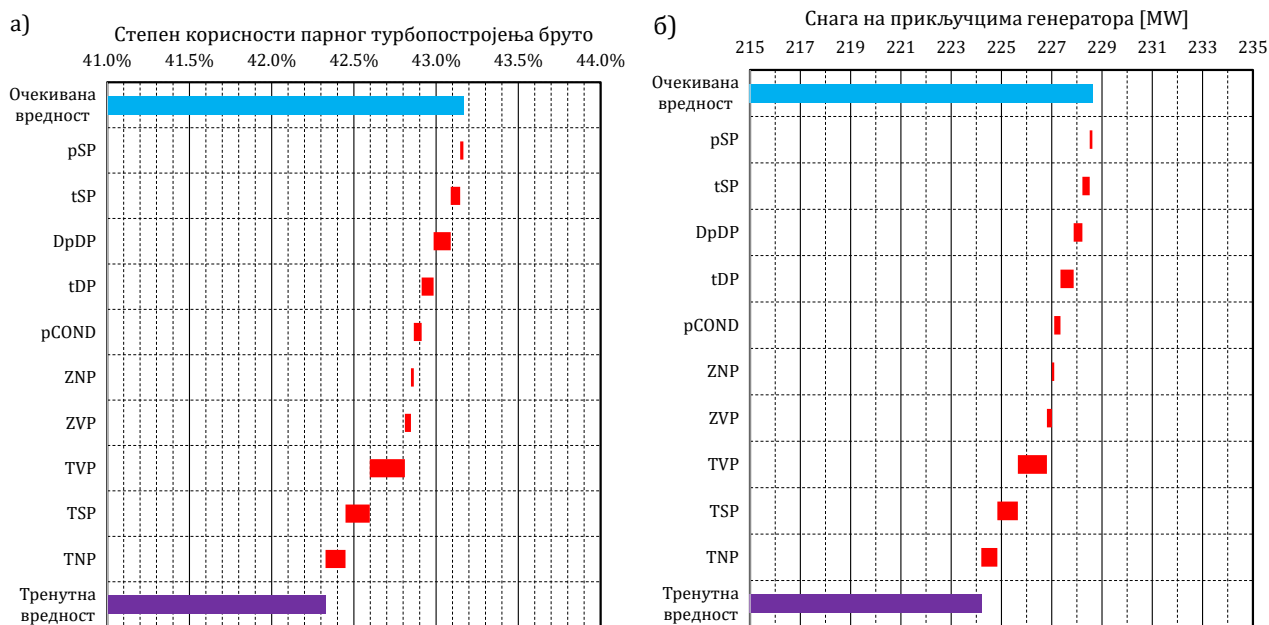
Слика 5.15: Зависност вредности степена корисности парног турбопостројења бруто ТЕ Пљевља од оптерећења.

У склопу овог истраживања на бази метода за прорачун топлотних шема развијена је и метода за анализу рада парних турбопостројења која је детаљно приказана у поглављу

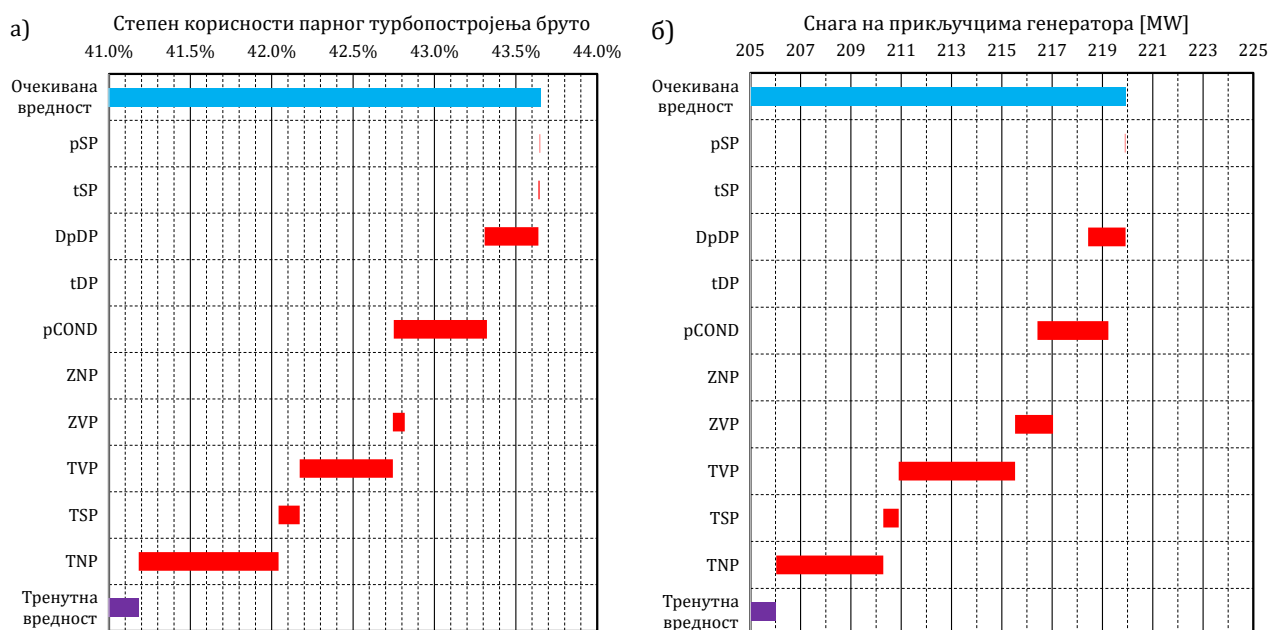
6. У овом поглављу су дати само главни резултати анализе рада и стања парних турбопостројења ТЕ Пљевља и ТЕ Костолац А2 при испитивању. Спроведени су прорачуни радних параметара на основу испитивања при експлоатационим условима и прорачун рада постројења при радним условима који су остварени приликом испитивања (електрична енергија и температура расхладне воде) али са пројектним радним карактеристикама компоненти. Поређењем ова два прорачуна применом развијеног модела израчунато је умањење снаге и степена корисности турбопостројења и одређен утицај одступања појединих радних параметара на погоршање услова рада парног турбопостројења.

На сликама 5.16 и 5.17 приказани су узроци одступања вредности измереног степена корисности и произведене снаге у односу на очекиване вредности за пројектне услове за случај разматраних термоелектрана.

Анализом резултата испитивања, као и додатним прорачуном утицаја појединих компоненти парног турбопостројења може се донети план евентуалних будућих модернизација са циљем побољшања вредности степена корисности постројења. Неки од параметара се могу додатно подешавати и у току рада блока. Рад појединих компоненти захтева капитална улагања, али бенефити могу бити на крају вишеструки.



Слика 5.16: Анализа утицаја одступања радних карактеристика у ТЕ Пљевља на: а) вредност степена корисности парног турбопостројења и б) снагу генератора бруто.



Слика 5.17: Анализа утицаја одступања радних карактеристика у ТЕ Костолац А2 на: а) вредност степена корисности парног турбопостројења и б) снагу генератора бруто.

5.7.5 Биланс по првом закону термодинамике парног турбопостројења

Као што је наведено у поглављу 3, један од начина провере спроведених испитивања је и прорачун парног турбопостројења по првом закону термодинамике. У табели 5.1 приказани су резултати прорачуна за блокове ТЕ Пљевља и ТЕ Костолац А2.

Табела 5.1: Биланс по првом закону термодинамике

		ТЕ Пљевља		ТЕ Костолац А2	
Доведена енергија у јед. времена	јед.	вред.	%Σ	вред.	%Σ
Топлота доведена горивом	[kJ/s]	530,428	98.94	520,255	99.06
Снага напојне пумпе	[kJ/s]	5,672	1.06	4,961	0.94
Укупно доведена енергија у [sec.]	[kJ/s]	536,099	100.00	525,216	100.00
Одведена енергија у јед. времена					
Електрична енергије у [sec.]	[kJ/s]	224,216	41.82	215,470	41.03
Топлота из кондензатора	[kJ/s]	305,080	56.91	308,986	58.83
Механички губици у TVP	[kJ/s]	600	0.11	600	0.11
Механички губици у TSP	[kJ/s]	600	0.11	600	0.11
Механички губици у TNP	[kJ/s]	600	0.11	600	0.11
Губици у генератору	[kJ/s]	3,139	0.59	3,017	0.57
Укупно одведена енергија у [sec.]	[kJ/s]	534,234	99.65	529,273	100.80
Разлика између доведене и одведене енергије у јединици времена					
	[%]		0.35		0.80
Мерна несигурност резултата					
	[%]		1.25		1.25

6 Развој методе за праћење и анализу рада парних турбопостројења

Током експлоатације долази до погоршања радних карактеристика компоненти које доводе до смањења степена корисности парног турбопостројења, односно, до смањења произведене електричне енергије при истој доведеној количини топлоте. Код турбина погоршање радних карактеристика последица је повећања зазора, запрљања, механичких оштећења, промене геометрије. Овакве појаве најчешће не доводе до хаварија, али негативно утичу на рад читавог постројења. Погоршање карактеристика могуће је утврдити термотехничким испитивањима која се најчешће спроводе пре планираних ремонта како би се могао утврдити обим потребних захвата. Према искуствима са испитивања губитак снаге услед погоршања карактеристика код различитих електрана износи 3-10%. Најчешће се планирају и спроводе испитивања након спроведених захвата како би се провериле уговорене вредности радних карактеристика уграђене опреме и/или створила база референтних података о параметрима постројења после капиталних ремонта. Поређењем резултата између два испитивања могуће је одредити промену радних карактеристика, док се тачан период у коме су настале негативне промене не може са поузданошћу утврдити.

На бази развијеног модела за прорачун топлотних шема развијен је модел за праћење, анализу и дијагностику рада турбопостројења. Инсталација рачунарског програма не захтева додатну инфраструктуру, с обзиром на то да се сви неопходни подаци могу преузети са система управљања термоелектране. Такође, рачунарски програм не омета рад система управљања с обзиром на то да се сви резултати прорачуна чувају у независним датотекама.

За сваки сет учитаних мерних података мерења у оквиру модула за праћење, анализу и дијагностику рада турбопостројења, рачунарски програм:

- одређује величине стања, прорачунава масене и енергетске билансе и масене протоке на свим карактеристичним местима турбопостројења,
- за експлоатационе услове одређује доведену количину топлоте турбопостројењу, остварену снагу на генератору и степен корисности турбопостројења као и тренутне (експлоатационе) радне карактеристике свих компоненти турбопостројења,
- спроводи прорачун рада парног турбопостројења са тренутним радним условима (електрична енергија и температура расхладне воде) али и са пројектованим основним термодинамичким параметрима и пројектованим радним карактеристикама компоненти (парне турбине, кондензатора, загрејача, пумпи). У склопу овог прорачуна одређује се вредност степена корисности турбопостројења и снага коју би блок имао при истој количини доведене топлоте али при пројектним условима рада,
- упоређује вредност снагу и степен корисности турбопостројења које блок остварује у тренутном експлоатационом стању са вредностима које би биле остварене у случају када би блок радио при пројектним условима. Притом, одређује се вредност дефицита снаге и погоршање вредности степена корисности турбопостројења,
- упоређује тренутне радне карактеристике компоненти турбопостројења са пројектним (сведеним на тренутне радне параметре турбопостројења),

- одређује утицај одступања основних термодинамичких параметара и радних карактеристика компоненти на вредност степена корисности турбопостројења и снаге блока.

Модел обавља прорачун у реалном времену и даје резултате који указују на критична места у систему и омогућава да се спровођењем евентуалних интервенција у току рада или током застоја блока отклоне узроци уочених одступања, и уколико је то могуће поправила вредност степена корисности парног турбопостројења. За потребе примене методе развијен је програм за графички приказ резултата.

Анализа рада постројења спроводи се поређењем тренутно измерених вредности са референтним вредностима компоненти постројења. С обзиром на то да се за развијене методе користе мерни инструменти постројења потребно је да се пре имплементације рачунарског програма спроведу детаљна термотехничка испитивања парног турбопостројења како би се упоредила показивања погонских мерних инструмената са мереним резултатима испитивања. Такође, приликом припреме и спровођења термотехничких испитивања неопходно је преконтролисати листу мерних места, и у случајевима када се идентификује недостатак одређених погонских мерења неопходно је пре имплементације рачунарског програма отклонити недостатке у наведеном смислу. Оваквим приступом отклањају се евентуалне грешке у мерењима и олакшава накнадна имплементација рачунарског програма.

Радне карактеристике опреме које је декларисао или гарантовао испоручилац опреме не могу се увек усвојити као референтне. На пример, приликом испитивања која је спровела Лабораторија за топлотне турбомашине претходних година, дешавало се да степен корисности TVP, TSP или TNP има вишу вредност од гарантоване. Такође, дешавали су се и обрнути случајеви. Преузимање гарантоване вредности по аутоматизму, може довести до погрешних закључака приликом праћења с обзиром на то да референтно стање није дефинисано на конзистентан начин и у складу са стварним стањем постројења. Како би процес анализе рада парног постројења био што веродостојнији потребно је обавити гаранцијска испитивања након пуштања постројења у рад или спровести испитивања непосредно пре уградње система за праћење и анализу рада.

Развијени математички модел и рачунарски програм успешно је примењен у ТЕ Пљевља, Црна Гора, након спроведених термотехничких испитивања које је обавила Лабораторија за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења Машинског факултета у Београду.

6.1 Аквизиција података и статистичка обрада мерених величина

За примену модела за праћење и анализу рада турбопостројења потребно је обезбедити недостајућа мерна места за уградњу мерне опреме као и приликом спровођења термотехничких испитивања, слика 5.1. Подаци потребни за спровођење анализе преузимају се са већ постојећег система управљања. Интервал између два читавања мерених података не мора имати учесталост као при термотехничким испитивањима, већ је могуће допустити да интервал прикупљања података буде 60 секунди имајући у виду да је циљ праћење рада постројења у дужем периоду. Како би се смањило утицај тренутних флукуација мерених величина, прикупљени подаци у једном интервалу се записују у векторском облику од x величина из којих се налази средња вредност.

Препоручени интервал прорачуна је 5 минута, али је у програму допуштен избор између 5 – 30 минута. Осредњавање вредности у одређеном интервалу је уведено због значајне флукуације протока напојне воде и свеже паре, као и температуре свеже и догрејане паре.

Претходно прикупљени подаци се обрађују према описаној процедури у поглављима 5.3 и 5.4.

Након одређивања параметара за даљи прорачун потребно је спровести анализу свих параметара у погледу коректности добијених резултата, односно њиховог поређења са очекиваним вредностима. Статичка провера измерене величине је само провера у погледу очекиваног опсега: да ли се добијена вредност налази између очекиване минималне и очекиване максималне вредности. Ова провера је карактеристична само за мерна места где постоји уграђен само један мерни инструмент. У таквим случајевима неопходно је проверити исправност спроведеног мерења (мерни ланац: мерни инструмент, кабл, аквизиција). Динамичка провера обухвата проверу да ли се измерена величина налази у опсегу очекиване вредности, узимајући ту у обзир и мерну несигурност. Овакав начин провере описан је у поглављу 5.4.

Одлука о елиминисању одређених параметара из даљег прорачуна и сигнализирање да одређене величине нису ваљане доноси се на основу спроведене анализе могућности постизања карактеристичних резултата на основу измерених вредности. Уколико измерене вредности нису коректне, за даљи прорачун се усвајају вредности које су добијене или испитивањем или се могу усвојити према прорачуну топлоте шеме. Овакво стање траје до отклањања проблема са мерењем.

Сви измерени подаци и резултати прорачуна чувају се у датотекама, како би могле да се употребе за ретроактивну анализу.

6.2 Поређење израчунате средње вредности масеног протока свеже паре према очекиваној вредности

Посебна пажња се придаје израчунавању масеног протока свеже паре с обзиром на то колики значај та величина има приликом одређивања радних карактеристика. Имајући у виду назначену зависност масеног протока свеже паре и притиска паре испред групе ступњева TVP, поглавље 3, провера израчунате вредности масеног протока свеже паре спроводи се у оквиру модела за праћење и анализу рада постројења. Овај приступ провере је поуздан имајући у виду да мерење притиска спада у прецизна мерења. Провера наведене радне карактеристике спроводи се и након усаглашавања података, са допуштеним одступањем у висини мерне несигурности протока свеже паре.

6.3 Утицај одступања радних карактеристика на рад парног турбопостројења

Утицај претходно наведених параметара на радне карактеристике турбопостројења се спроводе у интервалу који је одабран за анализу. Анализа утицаја одступања радних параметра или радних карактеристика компоненти од очекиване вредности спроводи се за исту доведену количину топлоте која се кроз контролну границу доводи парном турбопостројењу. Наиме, за одређену доведену количину топлоте спроводи се прорачун топлотне шеме са очекиваним вредностима радних параметара или радних карактеристика.

Према резултатима прорачуна могуће је одредити и планирати интервенције ради отклањања узрока одступања:

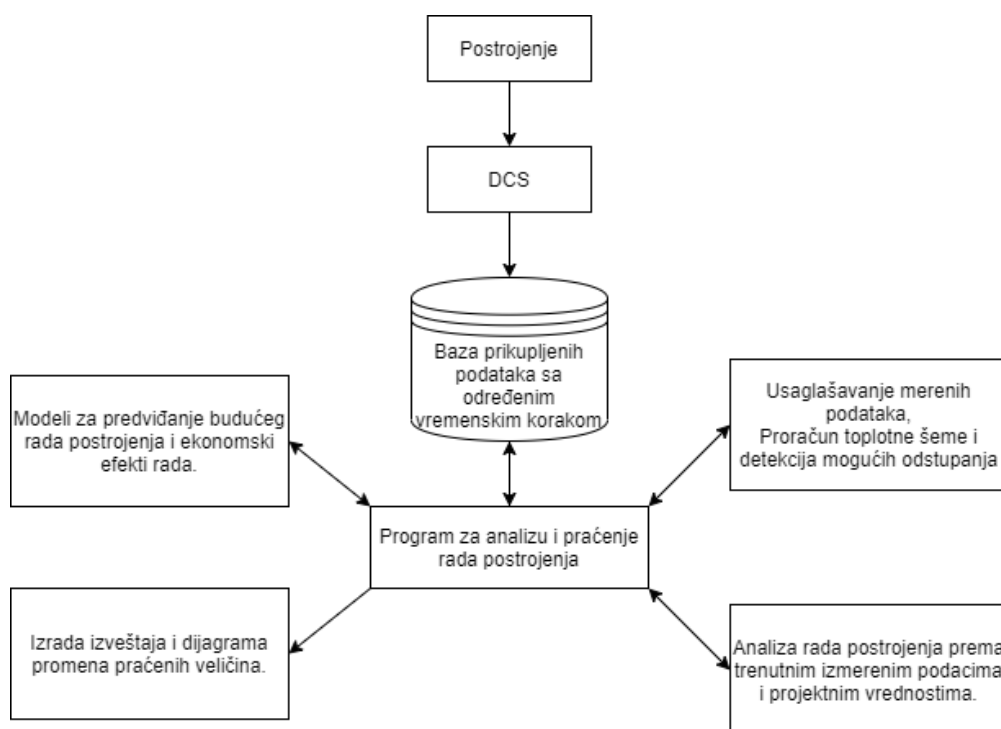
- захвати у току рада блока,
- минимални захвати који се могу спровести у првом застоју блока,
- значајнији захвати који се могу планирати и спровести у току годишњег ремонта блока,

- велики захвати са значајним инвестиционим улагањима за које је потребно спровести техноекономске анализе и са дужим временом за планирање, набавку опреме и извођење.

Јасном квантификацијом смањења снаге блока и детекцијом узрока тог смањења, утврђују се тренутни лимити у производњи електричне енергије који остају на снази до отклањања узрока. Пракса да се снага блока повећава већом продукцијом котла испоставила се као негативна, имајући у виду да у том случају све компоненте раде на горњој пројектној граници са повећаним трошењем ресурса и честим испадима. Овакви режими имају веома негативан утицај на поузданост и радни век постројења.

6.4 Приказ рачунарског програма за праћење и анализу рада парног турбопостројења

Рачунарски програм за праћење и анализу рада постројења написан је у програмском пакету Qt 5, док се за цртање дијаграма користи програмски пакет отвореног кода *QCustomPlot* и објављен је под GPL лиценцом (GNU General Public License). Програм је инсталиран на посебном рачунару у електрани која комуницира са системом мерења и управљања постројења. Размена података је искључиво једносмерна, односно од мерног система електране ка систему за праћење и анализу рада. На рачунару на коме је постављен програм се записују мерене вредности и израчунате вредности у базу података SQL. Овим начином избегнуто је ометање рада система мерења и управљања постројења, односно програм за праћење и анализу рада парног турбопостројења нема извршних наредби већ служи за анализу података мерења и израду извештаја. На слици 6.1 приказана је уопштена шема система за праћење и анализу рада постројења.

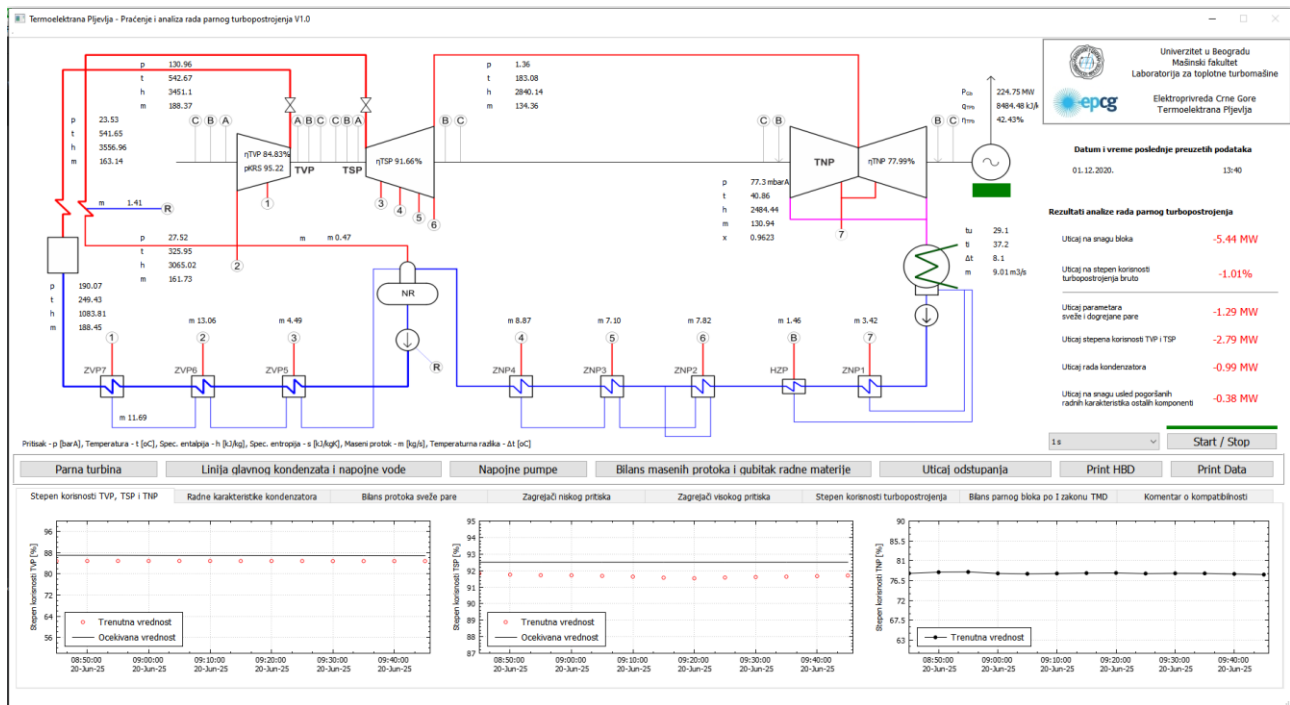


Слика 6.1: Дијаграм рада програма за праћење и анализу рада постројења.

Извештаји који се могу добити праћењем рада блока могу да послуже за анализу рада блока у дужем временском интервалу на основу којих се могу доносити закључци у погледу рада парног турбопостројења у очекиваном опсегу односно режиму и

евентуалних наглих погоршања услед механичких оштећења. С тим у вези програм аналитичке функције имају за циљ да верно прикажу тренутни рад постројења и да се на основу статистичке обраде података одреди промена радних карактеристика компоненти у дужем временском интервалу.

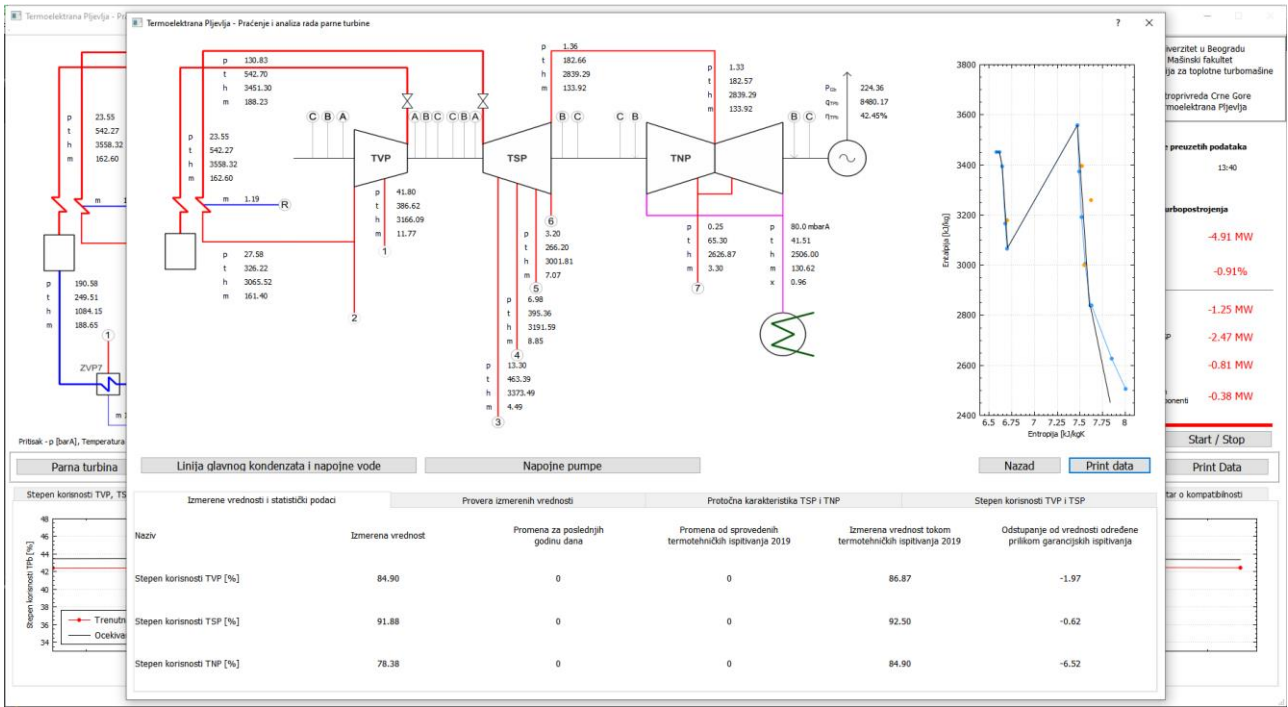
Развијени програм је примењен у ТЕ Пљевља и укупно проведено време рада износи четири месеца у тренутку писања овог рада. Пре пуштања у рад програма Лабораторија за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења спровела је детаљна термотехничка испитивања парног турбопостројења која су имала за циљ снимање референтног стања и проверу мерне опреме електране. На бази снимљеног референтног стања сви претходно описани математички модели су калибрисани тако да је обезбеђена висока тачност израчунатих резултата. За детаљну анализу рада и предвиђања будућег очекиваног понашања парног турбопостројења потребно је прикупити податке у периоду од годину дана. Стога, овде ће бити приказани досадашњи прикупљени подаци и аналитичке функције које су имплементирани у систем. На сликама 6.2 – 6.11 приказани су излазни резултати програма за праћење и анализу рада парног турбопостројења у ТЕ Пљевља у форми топлотних шема и дијаграма.



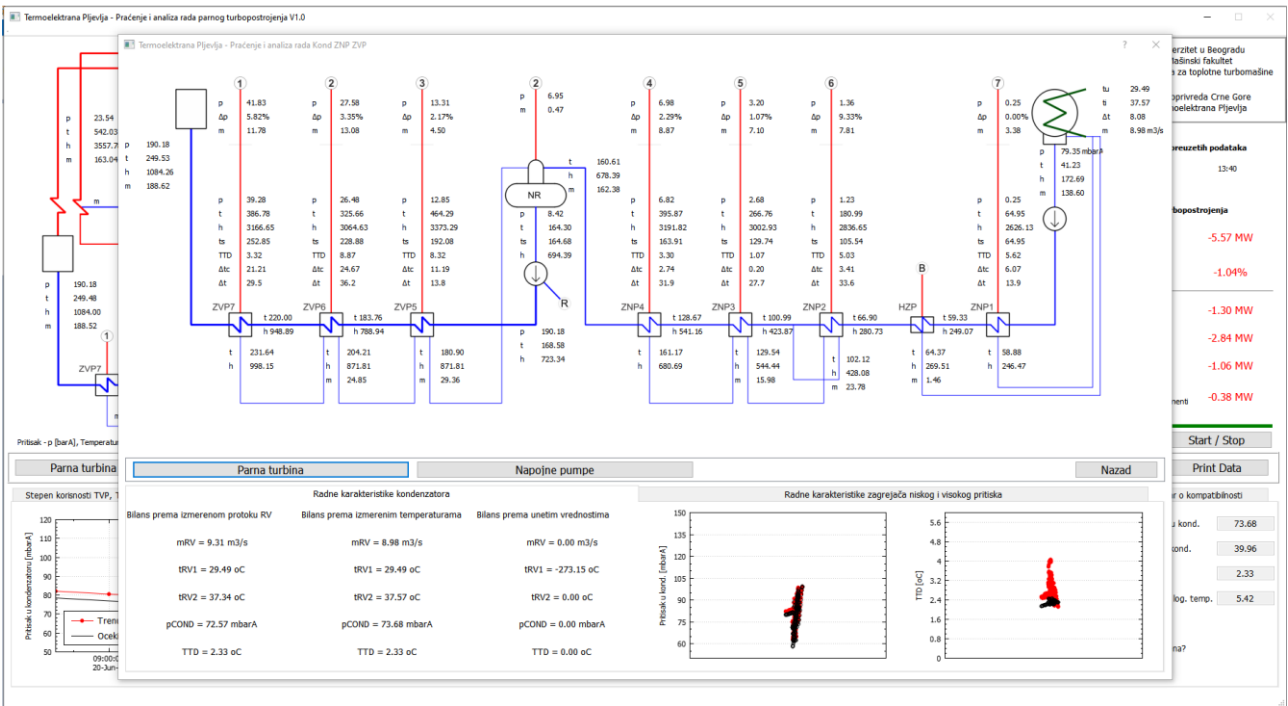
Слика 6.2: Почетни екран са приказом топлотне шеме парног блока ТЕ Пљевља.



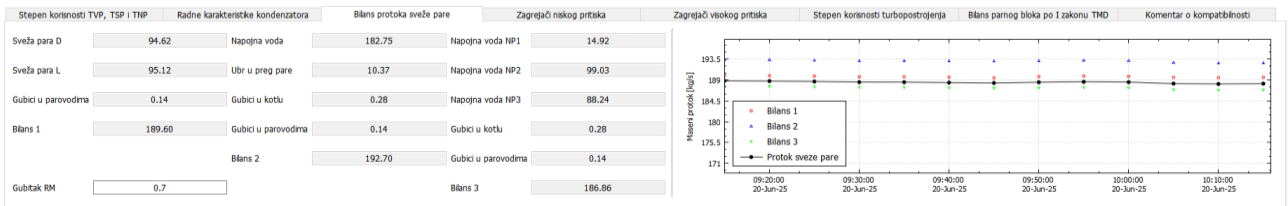
Слика 6.3: Провера компатибиности и усаглашавање података мерења.



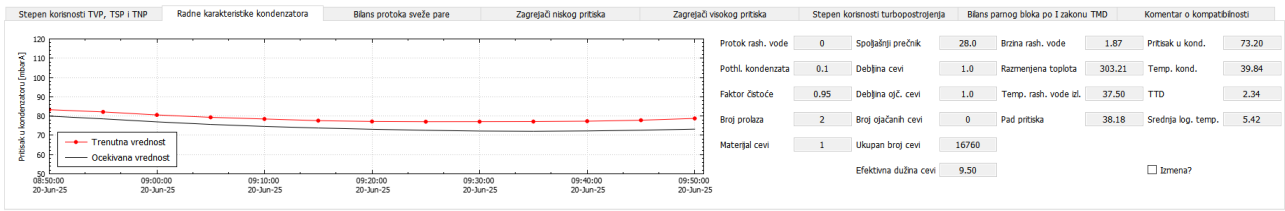
Слика 6.4: Резултати прорачуна линије екпанзије паре у турбини.



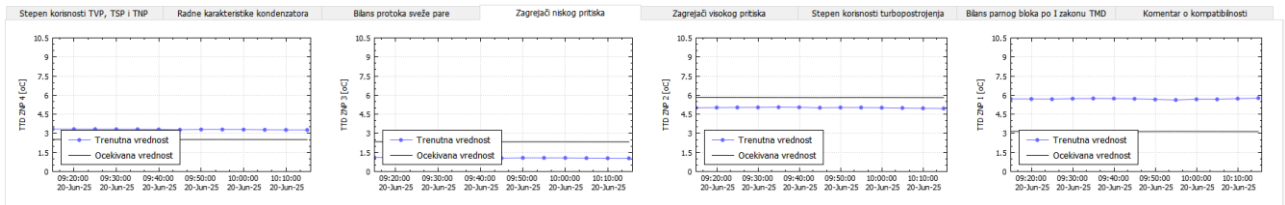
Слика 6.5: Резултати прорачуна линије загревања главног кондензата и напојне воде.



Слика 6.6: Биланс протока свежје паре у реалном времену.



Слика 6.7: Праћење и анализа рада кондензатора у реалном времену.



Слика 6.8: Праћење и анализа рада загрејача ниског притиска у реалном времену.



Слика 6.9: Праћење и анализа рада загрејача високог притиска у реалном времену.

Stepen korisnosti TVP, TSP i TNP	Radne karakteristike kondenzatora	Bilans protoka sveže pare	Zagrejač niskog pritiska	Zagrejač visokog pritiska	Stepen korisnosti turbopostrojenja	Bilans pamog bloka po I zakonu TMD	Komentar o kompatibilnosti
Maseni protok sveže pare	188.23 kg/s	Specifična potrošnja topline turbopostrojenja bruto		Dovedena energija turbopostrojenju	533986 kW	Odvedena energija	529147.0 kW
Promena entalpije HV - SP ($h_{HV} - h_{SP}$)	2367.15 kJ/kg	2.3556 kJ/kWh / 8480.17 kJ/kWh		Dovedena energija gorivom	528492 kW	Mehanički gubici u turbini	600.0 kW
Maseni protok hladne dogrejane pare	161.40 kg/s	Stepen korisnosti turbopostrojenja bruto		Dovedena energija napojnim pumpama	5495 kW	Gubitak u generatoru	3141.0 kW
Promena entalpije HDP - DP ($h_{HDP} - h_{DP}$)	492.80 kJ/kg	42.452%				Odvedena toplota iz kondenzatora	302436 kW
Ubrzavanje napojne vode u dogrejač pare	1.19 kg/s	Specifični rad generatora bruto				Gubici radne materije, Gubici u ZVP	1753.1 kW
Promena entalpije HV - DP ($h_{HV} - h_{DP}$)	2834.85 kJ/kg	1191.93 kJ/kg				Električna snaga	224355 kW
Snaga na priključna generatora bruto	224.36 MW	Specifična potrošnja pare				Razika [%]	0.9%
		0.839 kg/MWh / 3.02 t/MWh					

Слика 6.10: Прорачун главних термодинамичких параметара и биланса по првом закону термодинамике у реалном времену.

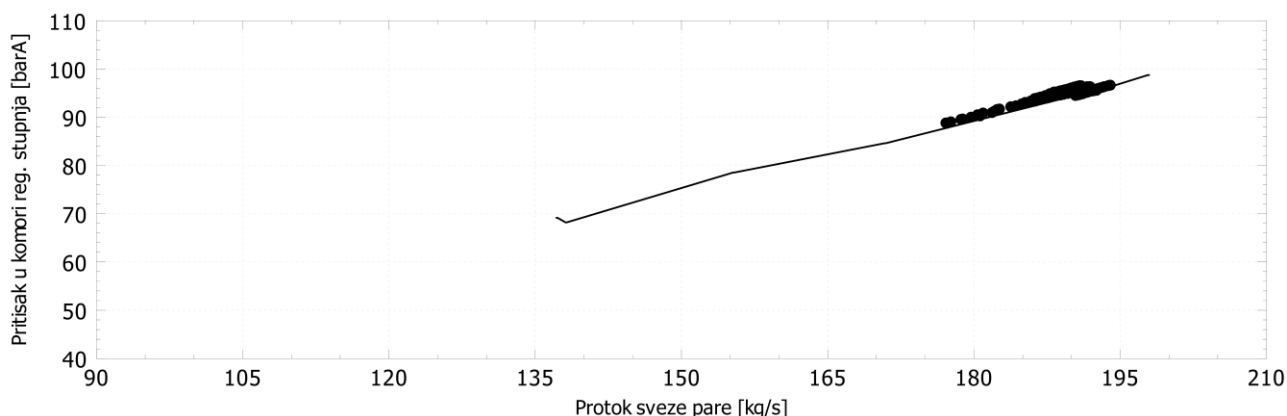


Слика 6.11: Праћење вредности степена корисности парног турбопостројења у реалном времену.

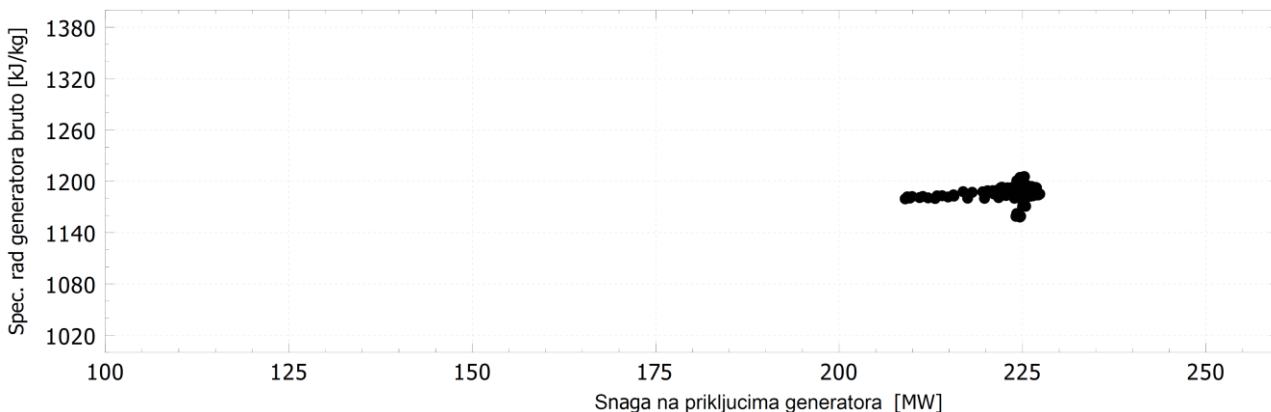
Претходно приказане слике се односе на праћење у реалном времену са историјом приказа од 7 дана. Из базе података је могуће да се за изабрани период изврши анализа и да се подаци штампају у форми извештаја. На сликама 6.12 – 6.18 приказани су подаци о неким радним карактеристикама. Наведене радне карактеристике су детаљно објашњене у поглављу 3, 4 и 5.

Према приказаним дијаграмима на сликама 6.12 – 6.17 могуће је јасно уочити промену радних карактеристика са променом режима рада у ТЕ Пљевља. На слици 6.13 уочљива

је линеарна зависност између протока свеже паре и притиска у комори регулационог ступња као што је и очекивано и наведено у поглављу 3. Разлог за појаву расипања вредности специфичног рада генератора бруто око вредности снаге од 225 MW јесте промена радних параметара, односно у највећој мери због промене вредности притиска у кондензатору имајући у виду да се мења у границама 60–100 mbarA у току 24 часа. На дијаграму приказаном на слици 6.14 приметна је промена вредности степена корисности TVP са променом протока, док вредност степена корисности TSP (слика 6.15) готово константна за широк опсег рада турбине. Проточне карактеристике TSP и TNP (слике 6.16 и 6.17) не мењају се са променом режима рада као што је то и очекивано.

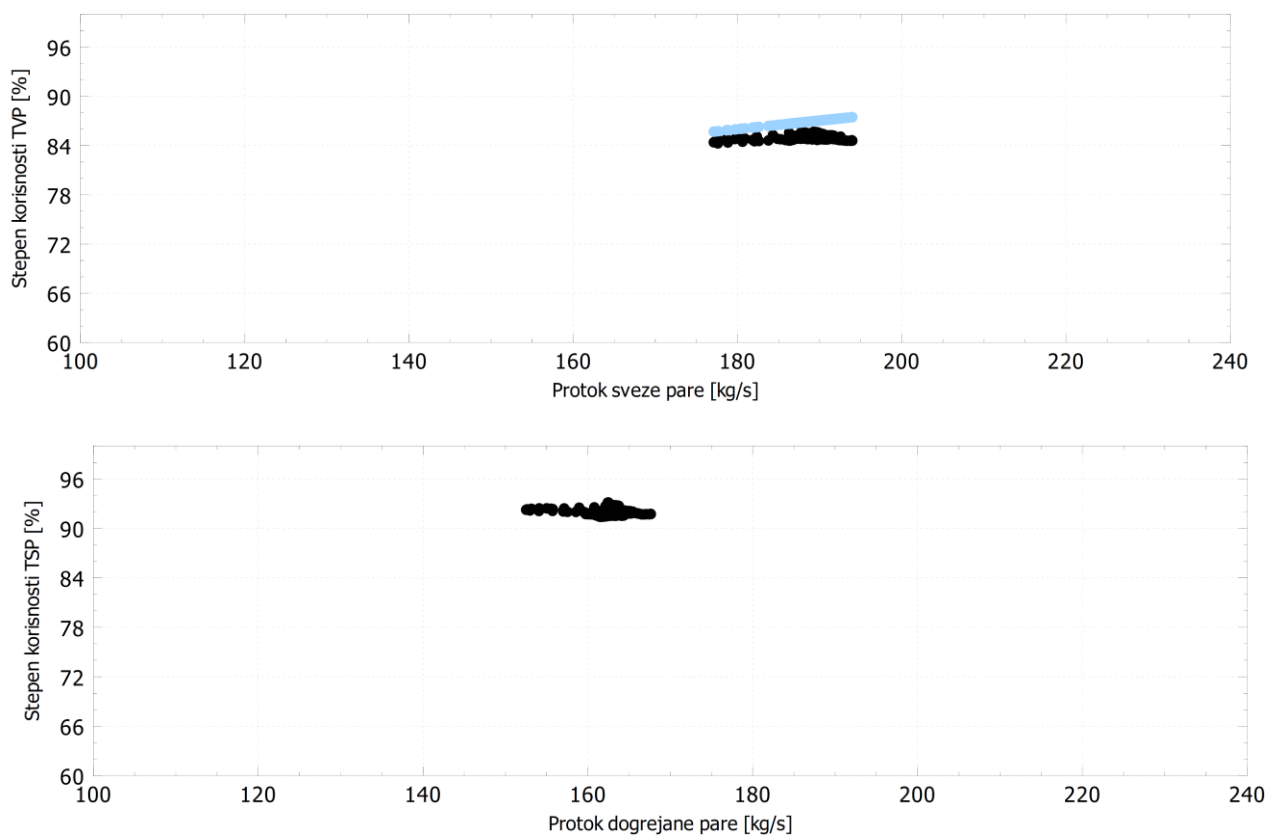


Слика 6.12: Зависност притиска у комори регулационог ступња од масеног протока свеже паре.

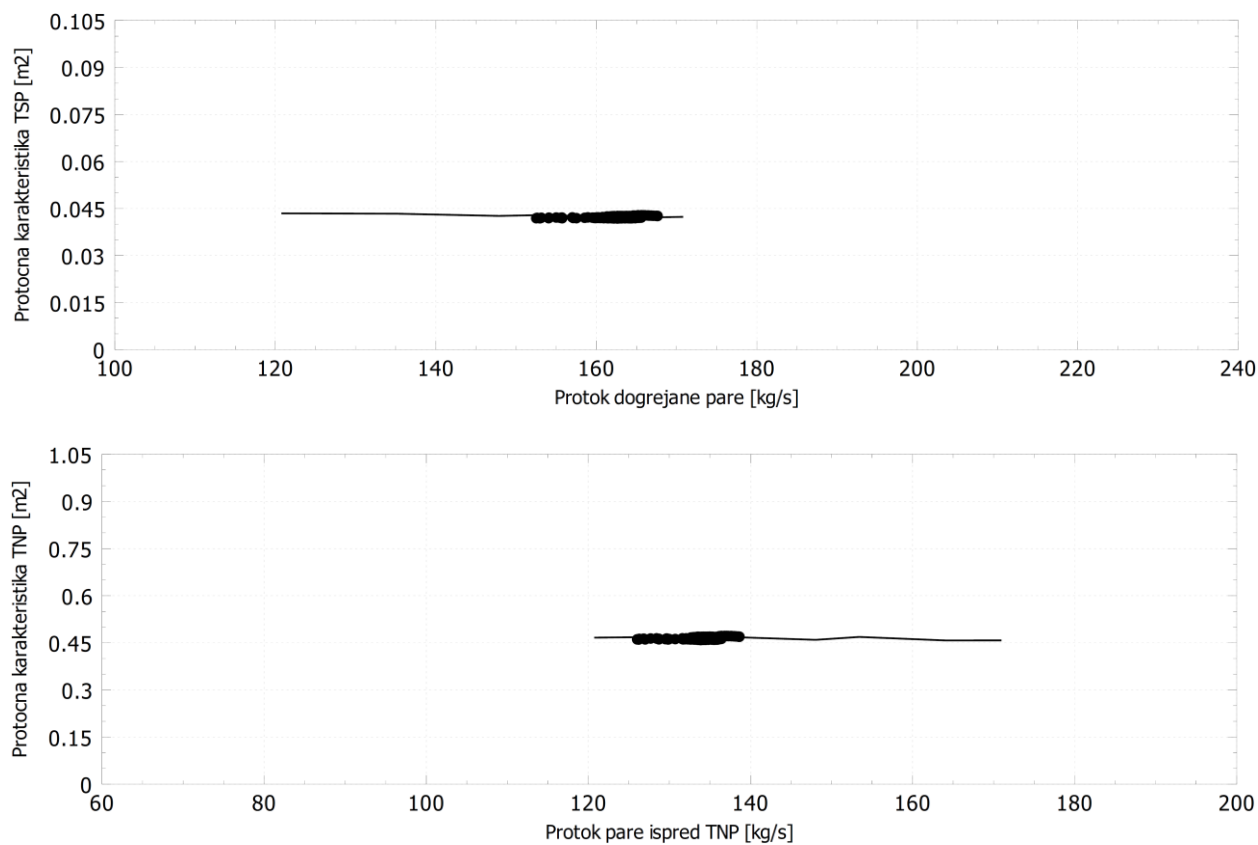


Слика 6.13: Зависност специфичног рада генератора од масеног протока свеже паре.

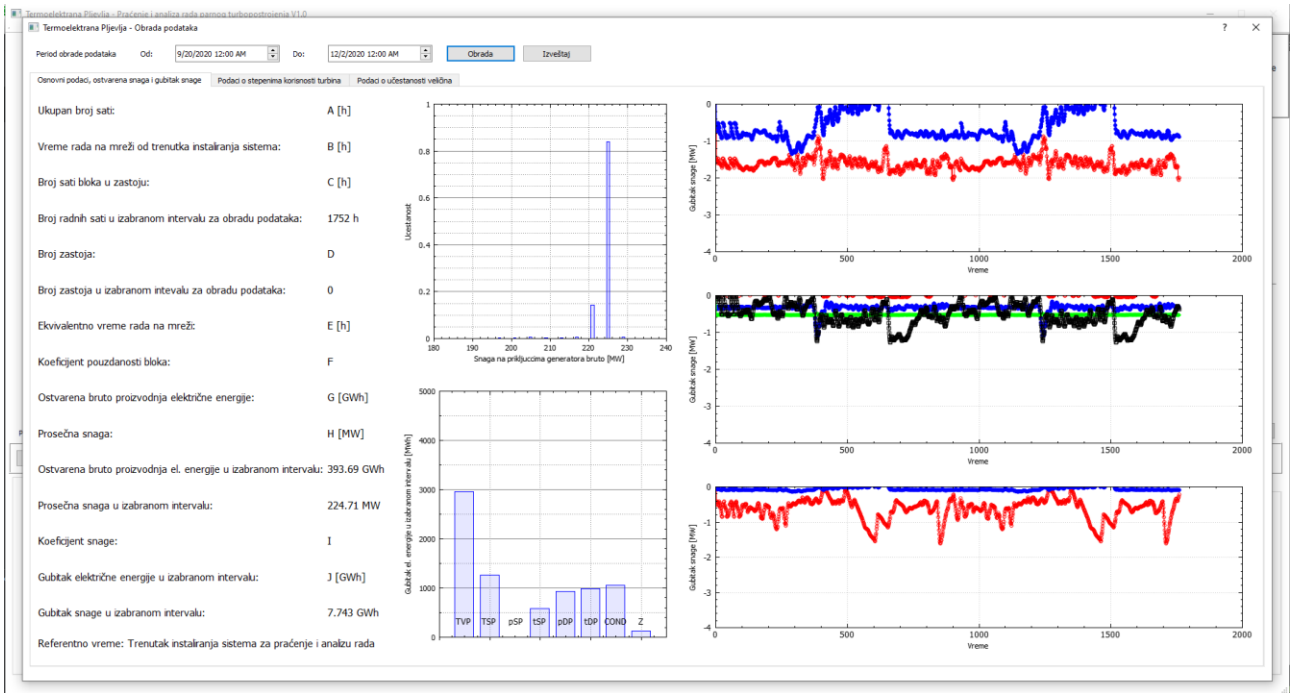
На дијаграмима приказаним на сликама 6.12 и 6.15 линијом су представљене вредности измерених одговарајућих величина. На основу њих се могу касније доносити закључци у погледу ваљаности спроведених испитивања и одређивања захтеваних величина.



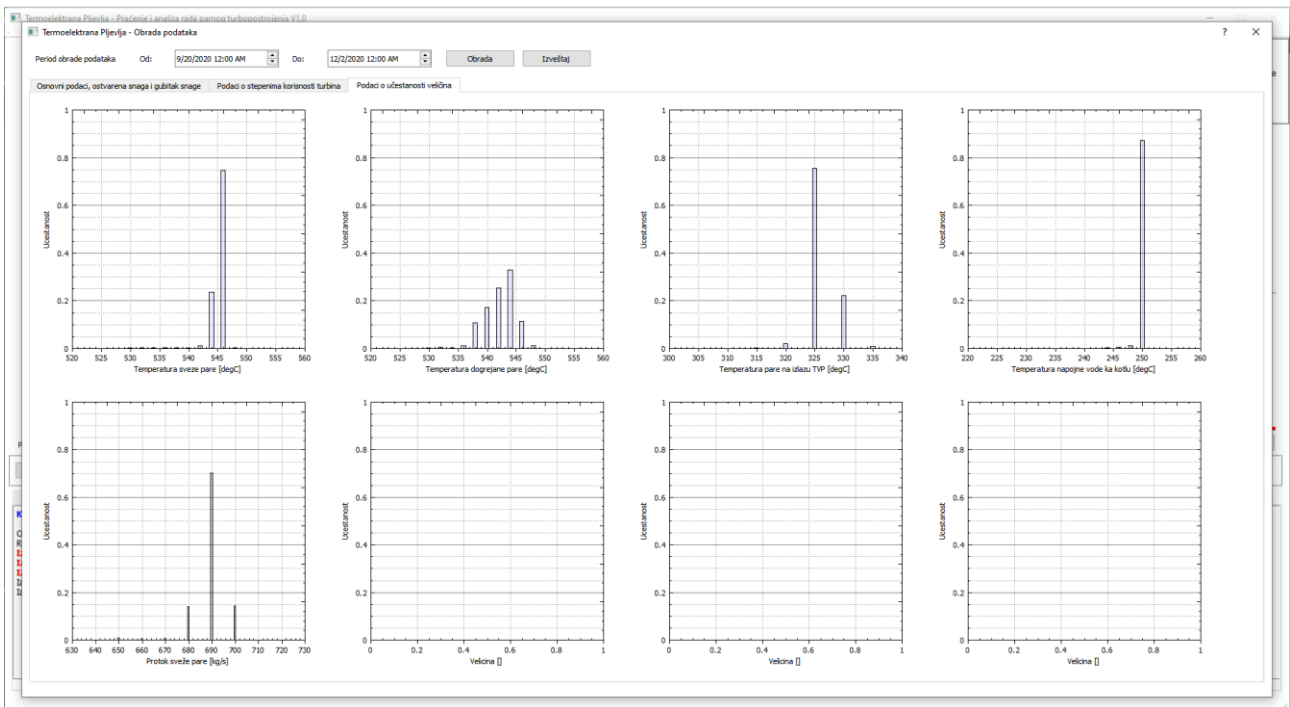
Слика 6.14: Вредност степена корисности TVP у зависности од протока свеже паре и TSP у зависности од протока догрејане паре.



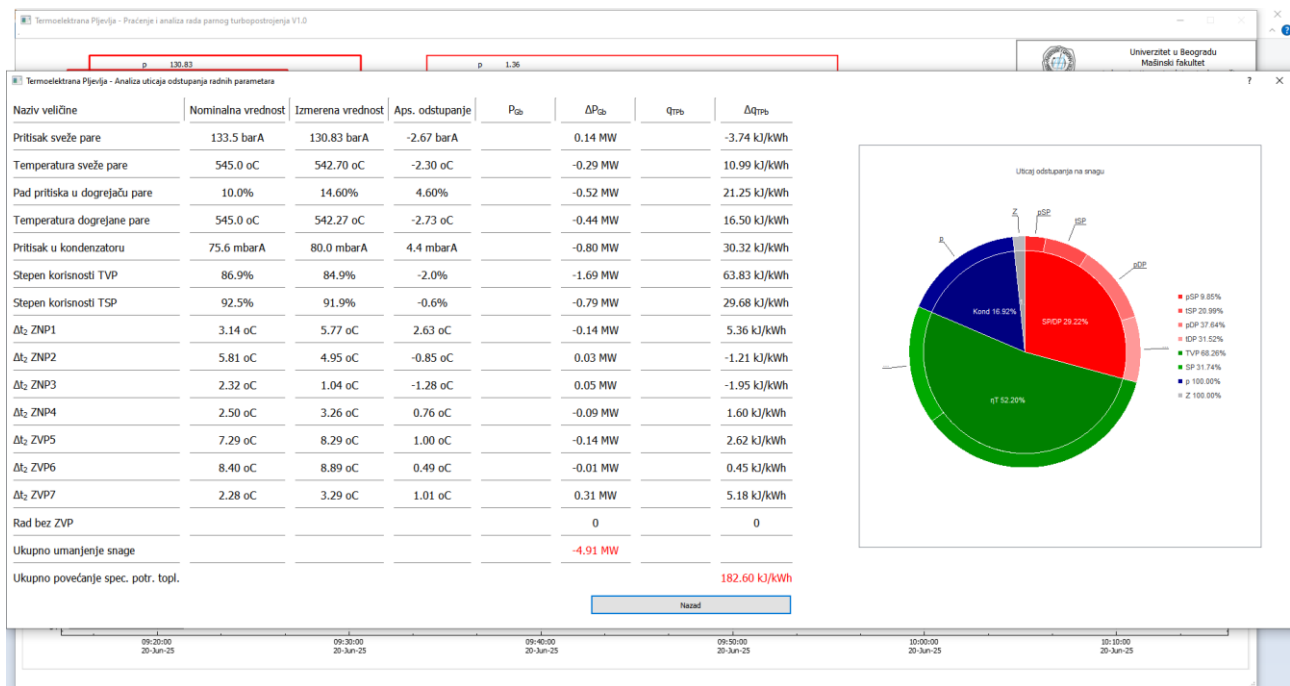
Слика 6.15: Вредност проточне карактеристике TSP и TNP.



Слика 6.16: Показатељи квалитета рада и расположивости постројења.



Слика 6.17: Учесталост појаве радних параметара постројења.



Слика 6.18: Анализа утицаја појединих параметара на специфичну потрошњу топлоте и производњу електричне енергије.

На слици 6.18 дата је анализа одступања радних параметара и радних карактеристика на специфичну потрошњу топлоте и снагу блока у ТЕ Пљевља. Према приказаним резултатима уочљиво је да тренутни дефицит снаге износи 4,91 MW. Највећи негативни утицај има турбина високог притиска, при чему је вредност степена корисности мања за 2% од номиналне вредности. Услед мање вредности степена корисности TVP, губитак снаге износи 1,7 MW. Мања вредност степена корисности TSP снижава снагу за 0,8 MW, док одступање основних термодинамичких параметара од номиналних вредности утиче на губитак снаге од 1,2 MW.

Имајући у виду период експлоатације блока ТЕ Пљевља, постигнути резултати указују на добро вођење блока и адекватне обављене модернизације у претходном периоду. Прикупљање података у дужем временском периоду (више календарских година) омогућиће детаљнију анализу података и обезбедити конкретнији увид у рад система и његових компоненти.

7 Закључак

У раду је приказан развијени софтверски систем за прорачун топлотних шема постројења са парним турбинама и припадајући модели за дизајн и прорачун радних параметара њихових компоненти.

Развијена методологија прорачуна парних турбопостројења и рачунарски програм базиран на њеној имплементацији примењују се за:

- прорачун топлотних шема и оптимизацију њихових параметара и конфигурација, при пројектовању нових или модернизацији постојећих постројења,
- дизајн појединачних компоненти и симулацију њиховог рада,
- прорачун рада целокупног постројења у различитим режимима,
- обраду мерних података и анализу рада реалног постројења код испитивања,
- праћење и анализу рада погона приликом мониторинга у реалном времену (*on-line*).

У току развоја методологије разматрани су различити приступи за моделирање појединачних компоненти и спровођења прорачуна целокупне топлотне шеме. Разматране су различите комбинације појединачних модела и генералних приступа. Оптимално решење је усвојено на бази поређења резултата прорачуна и експерименталних података, тако да се у широком опсегу радних параметара добијају поуздани резултати.

Радно стање свих компоненти у оквиру топлотне шеме се описује дискретним бројем радних параметара, а понашање постројења је описано системом нелинеарних једначина који се решава итеративно. Брзина конвергенције оваквог нумеричког прорачуна зависи од претпостављеног иницијалног стања система. Уместо да се једначине модела свих компоненти система описују јединственом матрицом, финално усвојен приступ подразумева свођење топлоте шеме на неколико функционалних целина, а сваку прорачунску итерацију у неколико концептуалних фаза. Ове потцелине подразумевају целокупну парну турбину, кондензаторско постројење, линију загревања главног кондензата и напојне воде, агрегат напојне пумпе и опционог система за производњу корисне топлоте. За овакве целине се користе класични прорачуни линеарног алгорита чиме се постиже нумеричка стабилност и бржа конвергенција, док се билансирање за одређивање протока ради матрично што обезбеђује флексибилност у погледу конфигурисања топлоте шеме.

Рачунарска имплементација овакве методе је у каснијим фазама развоја прилагођена за тренутни приказ пружање тренутног приказа главних показатеља квалитета рада постројења на основу мерења која се спроводе приликом термотехничких испитивања парних турбопостројења. Тренутно доступни резултати прорачуну на основу текућег низа мерних података повећава сигурност квалитета испитивања у погледу неутралисања грешке мерења и идентификације потенцијалних проблема на појединачним мерним местима. Такав приступ омогућава евентуалне интервенције у погледу замене неадекватних или неисправних мерних уређаја. Ово је поготово значајно приликом реализације гаранцијских испитивања имајући у виду да се овакви тестови не могу понављати, без узимања у обзир додатних корекција за старење постројења.

Приликом анализе резултата испитивања спроведених у току израде ове тезе, уочена су умањења степена корисности $3\div 10\%$ у односу на пројектоване вредности. Како би остварила рад на номиналној снази ова постројења морају користити већу количину паре чиме се повећава доведена количина топлоте и потрошња горива, а затоа непотребно оптерећује. На овакав начин повећавају се трошкови за гориво, као и емисија штетних гасова у атмосферу. Такође, компоненте котловског постројења и турбопостројења бивају изложене радним условима који скраћују њихов животни век, доводе до појаве учесталих испада што за последицу има смањење производње, отежан рад и процес одржавања и у крајњој инстанци повећање одговарајућих трошкова. Наведени разлози су били мотив за последњу фазу развоја описаног система у погледу његове примене за перманентно праћење и анализу квалитета рада погона. И у овом случају се обрада података и прорачун показатеља квалитета рада обавља у реалном времену, али на основу повезивања на постојећи мерни систем термоелектране. Том приликом се преузимају подаци са великог броја мерења које се обављају за потребе аутоматског управљања и надзора рада у оквиру самог погона. Оваквим приступом омогућено је праћење рада постројења у дугом временском интервалу који омогућава доступност података и резултата у сваком тренутку јасно сигнализирајући на узроке умањења вредности снаге и степена корисности. Систем се конфигурише засебно за сваки блок на ком ће бити примењен.

Сви аспекти примене користе унапређену методу за усаглашавање, која обавља додатну корекцију измерених величина на основу биланса енергије и масе и иницијалних мерних несигурности. Овим се повећава прецизност крајњих резултата и смањује индиректну мерну несигурност израчунатих показатеља квалитета рада постројења.

Конкретни случајеви примене програма за анализу резултата мерења код термотехничких испитивања, показали су недостатке у раду предметних постројења као што су:

- У примеру блока ТЕ Костолац А2 идентификован је губитак снаге од 15,3 MW у појединачним износима од:
 - 4,3 MW услед одступања основних термодинамичких параметара,
 - 10,5 MW услед погоршаних радних карактеристика турбине,
 - 1,5 MW услед погоршаних радних карактеристика загрејача .
- У примеру ТЕ Пљевља губитак снаге износи 5,4 MW услед погоршаног рада компоненти и одступања радних параметара од номиналних вредности:
 - 3,0 MW услед одступања основних термодинамичких параметара,
 - 2,0 MW услед погоршаних радних карактеристика турбине,
 - 0,4 MW услед лошијег рада загрејача главног кондензата и напојне воде.
- Приказани резултати децидно указују на критична места у систему, односно на компоненте од којих највише зависи губитак снаге и пружају добру основу за техноекономску анализу приликом планирања ремонта или модернизације блока.

Овим је демонстриран практичан значај примене оваквог система.

Унапређења која систем поседује у односу на постојеће програмске пакете сличне намене су:

- Могућност прорачуна топлотне шеме и за пројектне радне параметре и радне карактеристике компоненти и на основу сирових података добијених из система мерења.
- Усаглашавање вредности мерених величина је саставни део методе.

- Додатни текући приказ главних резултата термотехничких испитивања који се израчунавају у реалном времену и пре коначног завршетка мерења.
- Употреба за перманентно праћење и анализу рада парних турбопостројења без модификације.
- Могућност пројектовања појединих компоненти постројења у систему који се користи и за обраду података мерења.

Примери на којима је демонстрирана тачност и поузданост развијене методе обухватају постројења са наткритичним и поткритичним параметрима свеже паре, са или без одузимања паре за производњу корисне топлоте, са различитим конфигурацијама линије загревања главног кондензата и напојне воде, укључујући и рад без загрејача високог притиска, са применом турбо- или електропогоном напојне пумпе итд. Поређење резултата дизајн прорачуна са подацима произвођача, као и резултати добијени на основу анализе мерених података указу на то да је развијени систем робустан и поуздан. Због чињенице да се програм без модификације може применити за различите конфигурације топлотних шема, као и квалитета добијених резултата може се констатовати да програм представља заокружену целину спремну за даљу практичну употребу без додатних интервенција.

Литература

- [1] Alobaid, F., Mertens, N., Starkloff, R., Lanz, T., Heinze, C., Epple, B., Progress in dynamic simulation of thermal power plants, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 59:79-162, 2016.
- [2] Alvarez-Fernandez, M., Portillo-Valdes, L. del, Alonso-Tristan, C., Thermal Balance of Wet-Steam Turbines in Nuclear Power Plants: A Case Study, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 93:598–605, 2016.
- [3] Ancion, P.V., Bastien, R., & Ringdahl, K., EnergiTools - A Power Plant Performance Monitoring and Diagnosis Tool, *Proceedings of International Topical Meeting on VVER Technical Innovations for Next Century*, 2000.
- [4] Annaratone, D., *Handbook for Heat Exchanger and Tube Banks design*, Springer, 2010.
- [5] ASME PTC 6-2004, Steam Turbine with Errata, 2006.
- [6] ASME PTC PM-2010, Performance Monitoring Guidelines for Power Plant, 2010.
- [7] Barszcz, T., Czop, P., Estimation of Feedwater Heater Parameters Based on a Grey-box Approach, *International Journal of Applied Mathematics and Computer Science*, Vol. 21(4):703-715, 2011.
- [8] Beebe, R. S., *Steam Turbine: Performance and Condition Monitoring*, Reliabilityweb.com, 2012.
- [9] Beiron, J., Montañés, R. M., Normann, F., Johnsson, F., Flexible operation of a combined cycle cogeneration plant – A techno-economic assessment, *Applied Energy*, Vol. 278, 2020.
- [10] Bellucci, J., Rubechini, F., Marconcini, M., Arnone, A., Arcangeli, L., Maceli, N., Dossena, V., The Influence of Roughness on a High-Pressure Steam Turbine Stage: An Experimental and Numerical Study, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 137(1), January 2015.
- [11] Belluci, J., Rubechini, F., Arnone, A., Modeling Partial Admission in Control Stages of Small Steam Turbine with CFD, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 8: Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines; Steam Turbines*. Oslo, Norway. June 11–15, 2018
- [12] Berkovich, Y., Glickman, S., Levin, L., Gordinsky, A., Belfor, V., Berman, M., On-line Heat Rate Monitoring as a Basis for an On-Line Turbine Diagnostic System, *Proceedings of ASME 2005 Power Conference*, 2005.
- [13] Berkovich, Y., Glickman, S., Levin, L., Eitan, U., Gordinsky, A., On-Line Turbine Internal Efficiency Monitoring for Steam Turbine Condition Diagnostics, *ASME 2006 Power Conference*, 2006.
- [14] Biezma, M.V., SanCristóbal, J.R., Investment criteria for the selection of cogeneration plants—a state of the art review, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26(5–6):583-588, 2006.

- [15] Chacartegui, R., Sánchez, D., Becerra, J.A, Muñoz, A., Sánchez, T., Performance Analysis of a 565 MW Steam Power Plant, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, 2011.
- [16] Cooke, D. H., On prediction of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse, *ASME Paper 84-JPGC-GT*, 1984.
- [17] Cotton, K. C., *Evaluating and improving steam turbine performance*, Cotton Fact Inc., 1993.
- [18] Cotton, K. C., Schofield, P., Analysis of Changes in the Performance Characteristics of Steam Turbines, *J. Eng. Power*, Vol. 93(2):225-237, 1971.
- [19] Delabriere, H., Werthe, J. M., Through-Flow Analysis of Steam Turbines Operating Under Partial Admission, *EDF Direction des Etudes et Recherches*, Mai 1993.
- [20] Dimoukias, I., Amelin, M., Levihn, F., District heating system operation in power systems with high share of wind power, *J. Mod. Power Syst. Clean Energy*, Vol. 5:850–862, 2017.
- [21] DIN 1943: 1975, Thermal Acceptance Tests of Steam Turbines, German Institute for Standardisation (Deutsches Institut für Normung), 1975
- [22] Directive 2010/75/EU of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control)
- [23] Ertesvåg, I. S., Exergetic comparison of efficiency indicators for combined heat and power (CHP), *Energy*, Vol. 32(11):2038-2050, 2007.
- [24] Gay, R. R., Palmer, C. A., Erbes, M. R., *Power Plant Performance Monitoring*, Tech Books International, 2006.
- [25] Gu, H., Si, F., Cui, Y., Zhu, H., Cui, X., Information entropy theory for steam turbine system monitoring study, *Engineering Reports published by John Wiley & Sons, Ltd.*, 2020.
- [26] Guo, S., Liu, P., Li, Z., Data reconciliation for the overall thermal system of a steam turbine power plant, *Applied Energy*, Vol. 165:1037-1051, 2016.
- [27] Haakana, J., Tikka, V., Lassila, J., Partanen, J., Methodology to analyze combined heat and power plant operation considering electricity reserve market opportunities, *Energy*, Vol. 127:408-418, 2017.
- [28] Heo, G., Chang, S. H., Algebraic approach for the diagnosis of turbine cycles in nuclear power plants, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 235:1457-1467, 2005.
- [29] Hunt, M. A., Method for Calculating Component Performance Deviation, *Energy Inc. PEPSE User's Group Meeting*, 1984.
- [30] IEC 60953-1:1990 Rules for steam turbine thermal acceptance tests. Part 1: Method A - High accuracy for large condensing steam turbines, 1990.
- [31] IEC 60953-2:1990 Rules for steam turbine thermal acceptance tests. Part 2: Method B - Wide range of accuracy for various types and sizes of turbines, 1990.
- [32] IEC 60953-3:2001 Rules for steam turbine thermal acceptance tests - Part 3: Thermal performance verification tests of retrofitted steam turbines, 2001.
- [33] International Energy Outlook 2019 with projections to 2050, U.S. Energy Information Administration's (EIA), 2019.
- [34] Isermann, R., Supervision, Fault-Detection and Fault-Diagnosis Methods - An Introduction, *Control Eng. Practice*, Vol. 5(5):639-652, 1997.

- [35] ISO 5167-1:2003 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full — Part 1: General principles and requirements
- [36] Jiang, X., Liu, P., Li, Z., Data reconciliation and gross error detection for operational data in power plants, *Energy*, Vol. 75:14-23, 2014.
- [37] Jiang, X., Liu, P., Li, Z., Data reconciliation for steam turbine on-line performance monitoring, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70:122-130, 2014.
- [38] Jonshagen, K., Genrup, M., Improved load control for a steam cycle combined heat and power plant, *Energy*, Vol. 35(4):1694-1700, 2010.
- [39] Kim, H., Na, M.G., Heo, G., Application of Monitoring, Diagnosis, and Prognosis in Thermal Performance Analysis for Nuclear Power Plants, *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 46(6): 737-752, 2014.
- [40] Kindl, F. H., A New Performance Evaluation Tool, *Proceeding of the International Joint Power Generation Conference*, 1996.
- [41] Langenstein, M., Jansky, J., Process Data Reconciliation in Nuclear Power Plants, *Transactions of the 17th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT 17)*, 2003.
- [42] Laskowski, R., Smyk, A., Lewandowski, J., Rusowicz, A., Cooperation of a Steam Condenser with a Low-pressure Part of a Steam Turbine in Off-design Conditions, *American Journal of Energy Research*, Vol. 3(1):13-18, 2015.
- [43] Ma, J., Jiang, J., Applications of fault detection and diagnosis methods in nuclear power plants: A review, *Progress in Nuclear Energy*, Vol. 53(3):255-266, 2011.
- [44] Martini, A., Sorce, A., Traverso, A., Massardo, A., Data Reconciliation for power systems monitoring: Application to a microturbine-based test rig, *Applied Energy*, Vol. 111:1152-1161, 2013.
- [45] Mathiesen, B. V., Bertelsen, N., Schneider, N. C. A., García, L. S., Paardekooper, S., Thellufsen, J. Z., & Djørup, S. R., *Towards a decarbonised heating and cooling sector in Europe: Unlocking the potential of energy efficiency and district energy*. Aalborg Universitet, 2019
- [46] Milic, S., Petrovic, M. V., Banjac, M., Djukanovic, D., Nedeljkovic, S. M., Analysis of Operation of the Condenser in a 120 MW Thermal Power Plant, *Thermal Science*, Vol. 22(1), 2018.
- [47] Moore, M. J., Sieverding, C. H., *Aerothermodynamics of low pressure steam turbines and condenser*, Hemisphere Publishing Corporation, 1986.
- [48] Narasimhan, S., Jordache, C., *Data Reconciliation & Gross Error Detection*, Gulf Publishing Company, 2000.
- [49] Nesheima, S. J., Ertesvåg, I. S., Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48(3):1004-1015, 2007.
- [50] Petrovic, M. V., *Berechnung der Meridian Stroemung in mehrstufigen Axialturbinen bei Nenn- und Teillastbetrieb*, Number Reihe 7, Nr. 280. VDI-Verlag, Dusseldorf, 1995.
- [51] Petrovic, M. V., Riess, W., Off-Design Flow Analysis of Low-Pressure Steam Turbine, *Proceedings of Institute of Mechanical Engineers*, Vol. 211:215-223, 1995.

- [52] Petrovic, M.V., Milic, S., Banjac, M., Djukanović, D., Nedeljkovic, S., Steam Turbine Thermal Acceptance Tests, Obrenovac, Izv. br. LTT-01/15, 2015., Izveštaj ograničene cirkulacije
- [53] Petrović, M.V., Milić, S., Banjac, M., Nedeljković, S., Đukanović, D., Ranković, M., Stevanović, M., Novaković, G., Ispitivanje parnog turbopostrojenja TE Morava 120 MW, *Elektrane 2016*, Zlatibor 23-26. Nov. 2016.
- [54] Petrovic, M.V., Milic, S., Banjac, M., Nedeljkovic, S., Rankovic, M., Djukanović, D., Performance Guarantee Test on IP Turbine in TPP Nikola Tesla B2, Obrenovac, Izv. br. LTT-08/16, 2016., Izveštaj ograničene cirkulacije
- [55] Petrović, M.V., Milić, S., Banjac, M., Đukanović, D., Petković, Đ., Analiza rada sa termotehničkim ispitivanjima parnog turbopostrojenja TE Kostolac A2 snage 210 MW, Izv. br. LTT-01/19, 2019., Izveštaj ograničene cirkulacije
- [56] Petrović, M.V., Milić, S., Banjac, M., Đukanović, D., Petković, Đ., Termotehnička ispitivanja parnog turbopostrojenja TE Pljevlja snage 225 MW, Izv. br. LTT-02/19, 2019., Izveštaj ograničene cirkulacije
- [57] Petrović, M.V., Milić, S., Banjac, M., Đukanović, D., Petković, Đ., Termotehnička ispitivanja parnog turbopostrojenja TE Ugljevik snage 300 MW, Izv. br. LTT-05/19, 2019., Izveštaj ograničene cirkulacije
- [58] *Power Uprate in Nuclear Power Plants: Guidelines and Experience*, IAEA Nuclear Energy Series, No. NP-T-3.9
- [59] Raj, K. S., Impact of Developments in HEI Correction Factors on Condenser Performance and Operation – A Case Study, *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference*, 2014.
- [60] Roy, R. P., Ratisher, M., Gokhale, V. K., A Computational Model of a Power Plant Steam Condenser, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 123(1), 2001.
- [61] Saari, J., Kaikko, J., Vakkilainen, E., Savolainen, S., Comparison of Power Plant Steam Condenser Heat Transfer Models for On-line Condition Monitoring, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62:37-47, 2014.
- [62] Senthil Murugan, R., Subbarao, P. M. V., Off Design Performance Prediction of Steam Turbines. *Proceedings of the ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Volume 6: Energy Systems: Analysis, Thermodynamics and Sustainability*, 2007.
- [63] Shempelev, A. G., Iglin, P., Tatarinova A. G., On Condenser Mathematical Model Method Introduction into Steam Turbine Unit Mathematical Model, *2017 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*, 2017.
- [64] de Souza, G. F. M., *Thermal Power Plant Performance Analysis*, Springer-Verlag London Ltd., 2012.
- [65] Spencer, R. C., Cotton, K. C., Cannon, C. N., A method for predicting the performance of steam turbine-generators 16,500 kW and larger, *ASME paper No 62-WA-209*, 1962., Revised 1974.
- [66] Standards for Steam Surface Condensers, 12th Edition, Heat Exchange Institute, 2017.
- [67] Standards for Shell and Tube Heat Exchangers, 5th Edition, Heat Exchange Institute, 2013.

- [68] Stein, P., Born, D., König, M., Measurements of the Leakage Through a High Pressure Steam Turbine Power Plant Gland Seal, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017*, 2017.
- [69] Swirski, K., Power Plant Performance Monitoring Using Statistical Methodology Approach, *Journal of Power Technologies*, Vol. 91(2):63-76, 2011.
- [70] Szczepasski, J., Czop, P., Barszcz, T., Bednarz, J., Failure Mode Detection of Feedwater Heaters in Operational Conditions Based On The Simplified First-Principle Model, *Diagnostyka Applied Structural Health, Usage And Condition Monitoring*, Vol. 2(62), 2012.
- [71] Szega, M., Using Generalized Advanced Data Validation and Reconciliation in Steam Power Unit Energy Balancing, *Journal of Power Technologies*, Vol. 100 (1):68-84, 2020.
- [72] Tanuma, T., *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*, Elsevier Ltd., 2017.
- [73] TEMA Seventh Edition. (1988) Tubular Exchanger Manufacturers Association
- [74] Traupel, W., *Thermische Turbomaschinen*, Springer-Verlag, Berlin, Vol. 1, 1988
- [75] Valamin, A. E., Heat flow diagrams with and without a deaerator for steam turbine plants with T-250/300-23.5 turbines, *Springer Thermal Engineering*, Vol. 63, 2016.
- [76] VDI 2048: *Control and quality improvement of process data and their uncertainties by means of correction calculation for operation and acceptance tests*, Blatt 1:2017-09
- [77] Vrielyock, B., Delava, P., Use of Data Reconciliation for On-Line Performance Monitoring in Power Plants - Applications, *IFAC Power Plants and Power Systems Control*, 2000.
- [78] Walker, M. E., Economic Impact of Condenser Fouling in Existing Thermoelectric Power Plants, *Energy*, Vol. 44:429-437, 2012.
- [79] Wang, S., Mao, J-R., Lui, G-W., Feng, Z.-P., Performance deterioration of the governing stage nozzle caused by solid particle erosion in the steam turbine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 224(2):279-292, 2010.
- [80] Weber, G. E., Worek, W. M., Development of a Method to Evaluate the Design Performance of a Feed Water Heater with Short Drain Cooler, *Transaction of the ASME*, Vol. 116, 1994.
- [81] Weber, G. E., Worek, W. M., Sliding Pressure Analysis Using the Second Law, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 13(3):253-260, 1993.
- [82] Weber, G. E., Worek, W. M., The Application of a Method to Evaluate the Design Performance of a Feed Water Heater with Short Drain Cooler, *Transaction of the ASME*, Vol. 116, 1994.
- [83] Winterberger, T. P., Tzagkarakis, I., Performance Corrections for Steam Turbines with Multi-Pressure Condensers, *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference*, 2014.
- [84] Xu, B., Wang, J., Wang, X., Liang, Z., Cui, L., Liu, X., Ku, A. Y., A case study of digital-twin-modelling analysis on power-plant-performance optimizations, *Clean Energy*, Vol. 3(3):227-234, 2019.
- [85] Zhao, Q., Deng, D., Lie, Y., Chen, W., The Condenser Performance Test and Thermal Performance Analysis of Variable Conditions in TQNPC, *Energy and Power Engineering*, Vol. 5:566-569, 2013.

- [86] Инструкция по проведению ю экспресс-испытаний турбоустановки К-300-240 ЛМЗ, Министерство энергетики и электрификации СССР, Москва 1976.
- [87] Инструкция по проведению ю экспресс-испытаний турбоустановки К-200-130 ЛМЗ, Министерство энергетики и электрификации СССР, Москва 1978.
- [88] Щегляев, А. В. *Паровые турбины*, Энергия, 1976.

Прилог А – Приказ рачунарског програма за конфигурисање топлотне шеме, унос радних параметара и геометријских карактеристика компоненти парног турбопостројења

Приказани модели за прорачун компоненти топлотне шеме, као и метода за прорачун топлотне шеме су написани у програмском језику C++. Графички део програма за конфигурисање топлотне шеме је написан у програмском пакету Qt 5 и објављен је под GPL лиценцом (GNU General Public License). Метода за прорачун омогућава рад програма у моду пројектовања или анализе рада постојећих постројења.

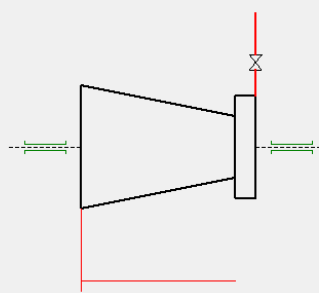
Приликом конфигурације топлотне шеме, најпре је потребно дефинисати турбину високог притиска и начин регулисања снаге. Имплементирани су модели за прорачун три начина регулисања снаге: млазничко регулисање, регулисање пригушивањем или клизним притиском. Такође, омогућен је избор варијанте са одузимањем паре из турбине. Према приказаном примеру, номинални подаци су дати за режим #1 док су за остале режиме дефинисани протоци свеже паре на следећи начина: 80% номиналног протока – режим #2, 60% номиналног протока – режим #3, као и максимални проток свеже паре када су загрејачи високог притиска искључени – режим #4. Избор рада постројења без загрејача омогућено је приликом конфигурисања загрејача.

Избор турбине средњег притиска је између следећих понуђених опција: TSP без одузимања, TSP са једним, TSP са два, TSP са три и TSP са четири одузимања паре. За номинални режим рада потребно је унети вредности притиска и температуре догрејане паре, вредност притиска одузимања паре, пад притиска у стоп вентилу и као и вредност степена корисности турбине. Приликом уноса вредности степена корисности могуће је унети само једну вредност: степен корисности групе ступњева или унутрашњи изентропски степен корисности TSP. За остале режиме није потребно уносити вредности имајући у виду начин прорачуна рада турбопостројења. Претходно наведено важи и за турбину ниског притиска.

Имајући у виду да модели за прорачун кондензатора и загрејача напојне воде и главног кондензатора могу радити у моду пројектовања и тада је потребно унети вредности жељених радних карактеристика. Резултат прорачуна је потребна површина за размену топлоте. У супротном, када се ради анализа постојећих загрејача потребно је унети површину за размену топлоте и резултат прорачуна су радне карактеристике при различитим условима.

Уколико се разматра увођење система даљинског грејања потребно је конфигурирати топлотни захтев и температурни режим топловода, као и радне карактеристике загрејача. Приликом конфигурисања загрејача у систему даљинског грејања потребно је дефинисати место на коме се одузима пара из турбине.

High pressure turbine



	p	t	h	s
1	177.500	540.00	3392.39	6.3826
2	0.000	-273.15	0.00	0.0000
4	0.000	-273.15	0.00	0.0000
5	43.620	335.47	3047.13	6.4726

OK
Back

Working Condition Detailed Calculation

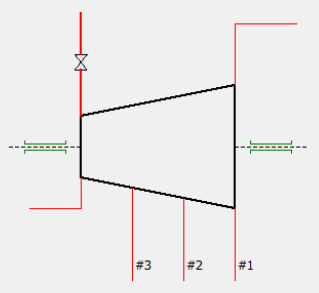
Type 2

IP turbine climatisation

	#1	#2	#3	#4	#5
Live Steam Pressure [bar]	177.5	0.0	0.0	0.0	0.0
Live Steam Temperature [C]	540	0.0	0.0	0.0	0.0
Live Steam Mass Flow [kg/s]	0.0	0.8	0.6	max	0.0
Extraction Pressure [bar]	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Outlet Pressure [bar]	43.62	0.0	0.0	-	0.0
Pressure Drop in Main Valve [%]	0	0.0	0.0	0.0	0.0
Global Turbine Efficiency [%]	86.5	0.0	0.0	0.0	0.0
Blade Efficiency [%]	0	0.0	0.0	0.0	0.0
IPT Climatisation Mass Flow [%]	2.0	2.0	2.0	2.0	0.0

Слика А.1: Конфигурисање TVP и унос података.

Intermediate Pressure Turbine



	p	t	h	s
1	38.400	540.00	3538.90	7.2276
2	37.632	539.68	3538.90	7.2267
4	0.000	-273.15	0.00	0.0000
5	23.660	466.96	3390.78	7.2551
6	11.380	364.24	3185.81	7.2881
7	5.584	277.53	3016.49	7.3256

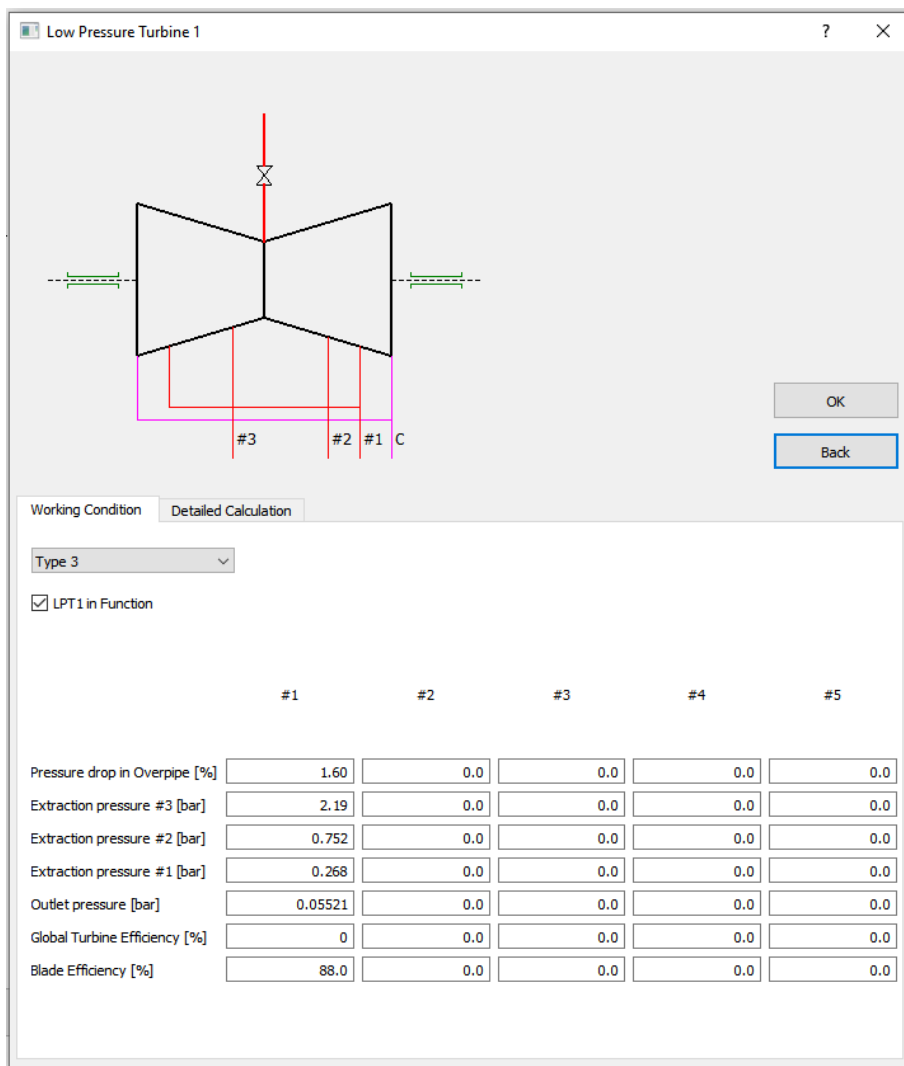
OK
Back

Working Condition Detailed Calculation

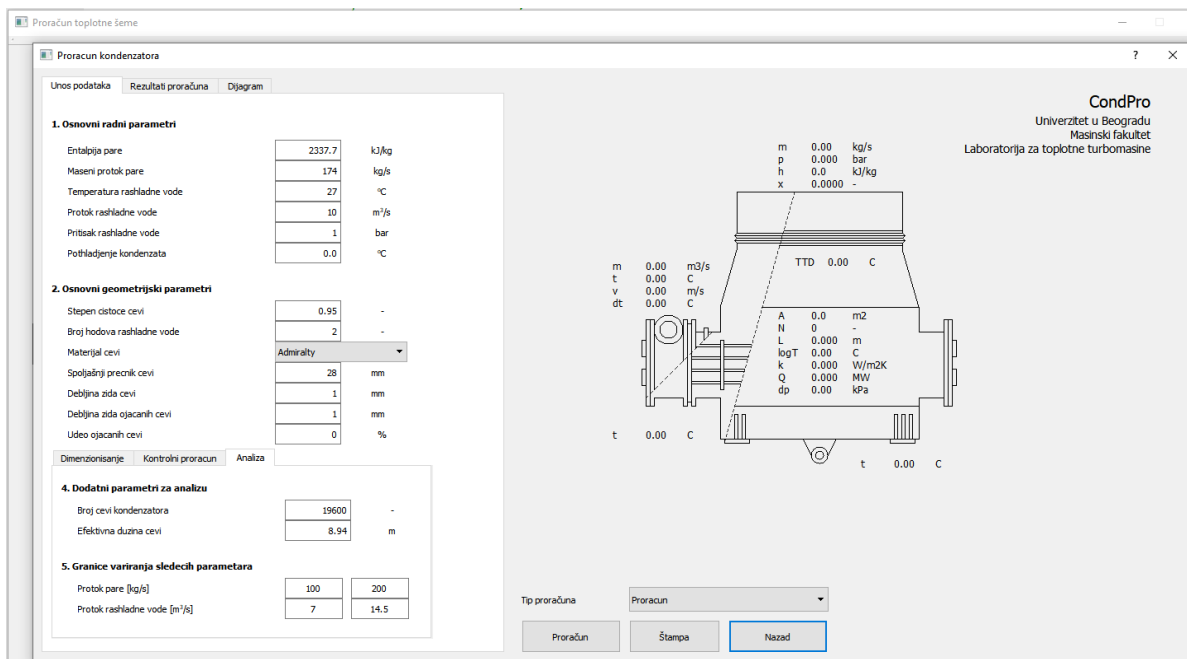
Type 3

	#1	#2	#3	#4	#5
Reheat Steam Pressure [bar]	38.40	0.0	0.0	0.0	0.0
Reheat Steam Temperature [C]	540	0.0	0.0	0.0	0.0
Extraction Pressure #4 [bar]	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Extraction Pressure #3 [bar]	23.66	0.0	0.0	0.0	0.0
Extraction Pressure #2 [bar]	11.38	0.0	0.0	0.0	0.0
Outlet Pressure (#1) [bar]	5.584	0.0	0.0	0.0	0.0
Pressure Drop in Main Valve [%]	2.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Global Turbine Efficiency [%]	0	0.0	0.0	0.0	0.0
Blade Efficiency [%]	91.60	91.60	91.60	91.60	0.0

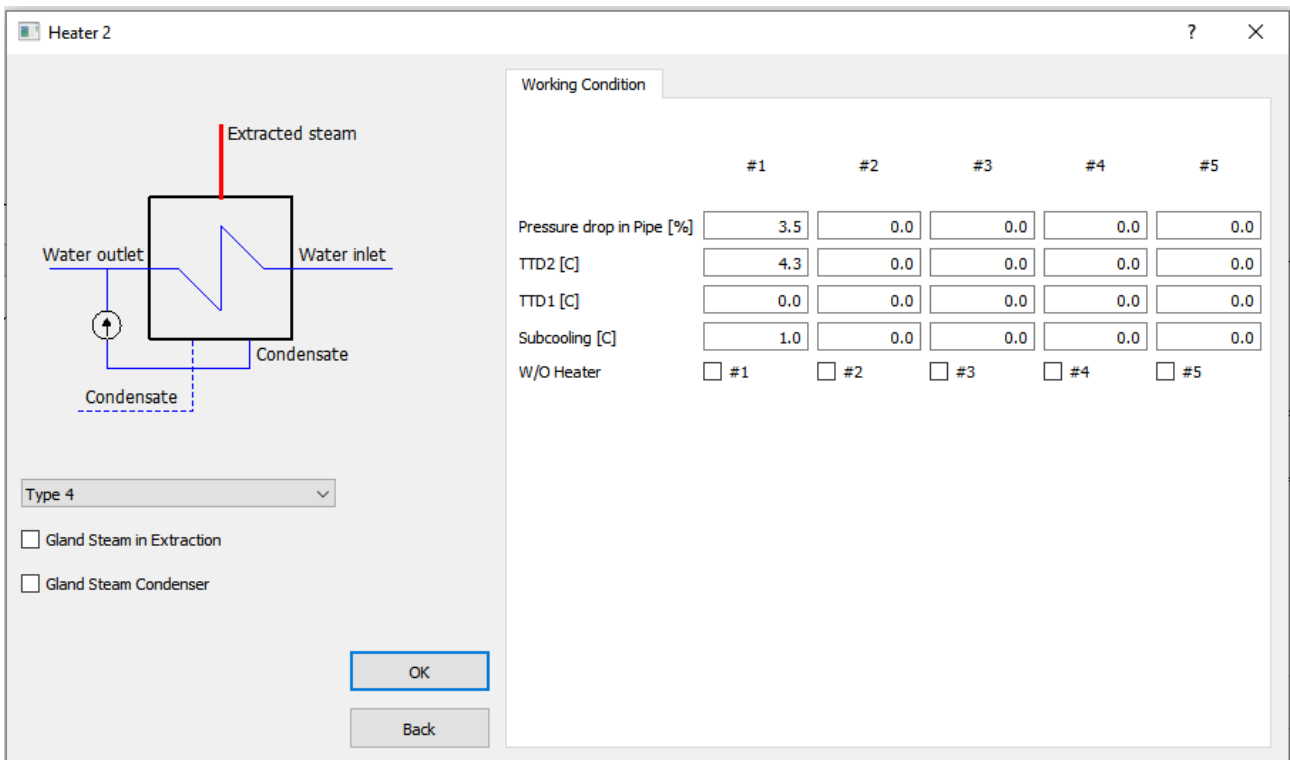
Слика А.2: Конфигурисање TSP и унос података.



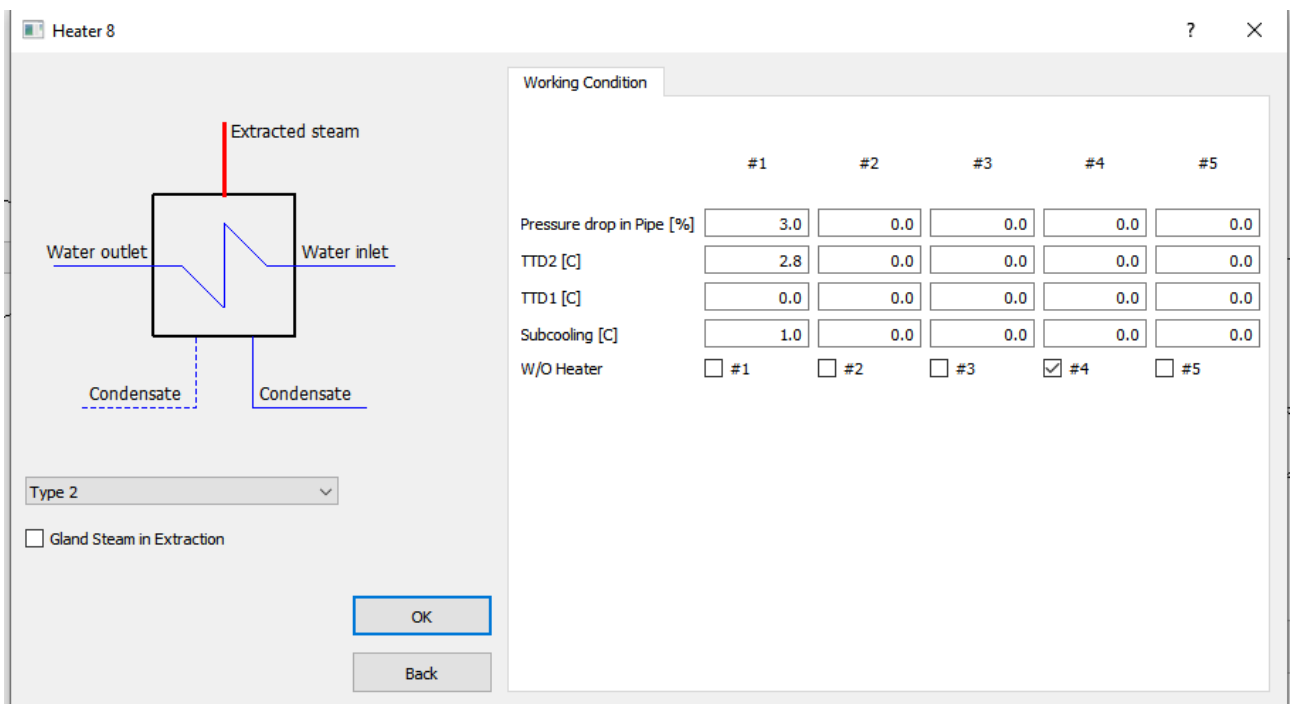
Слика А.3: Конфигурисање ТНР и унос података.



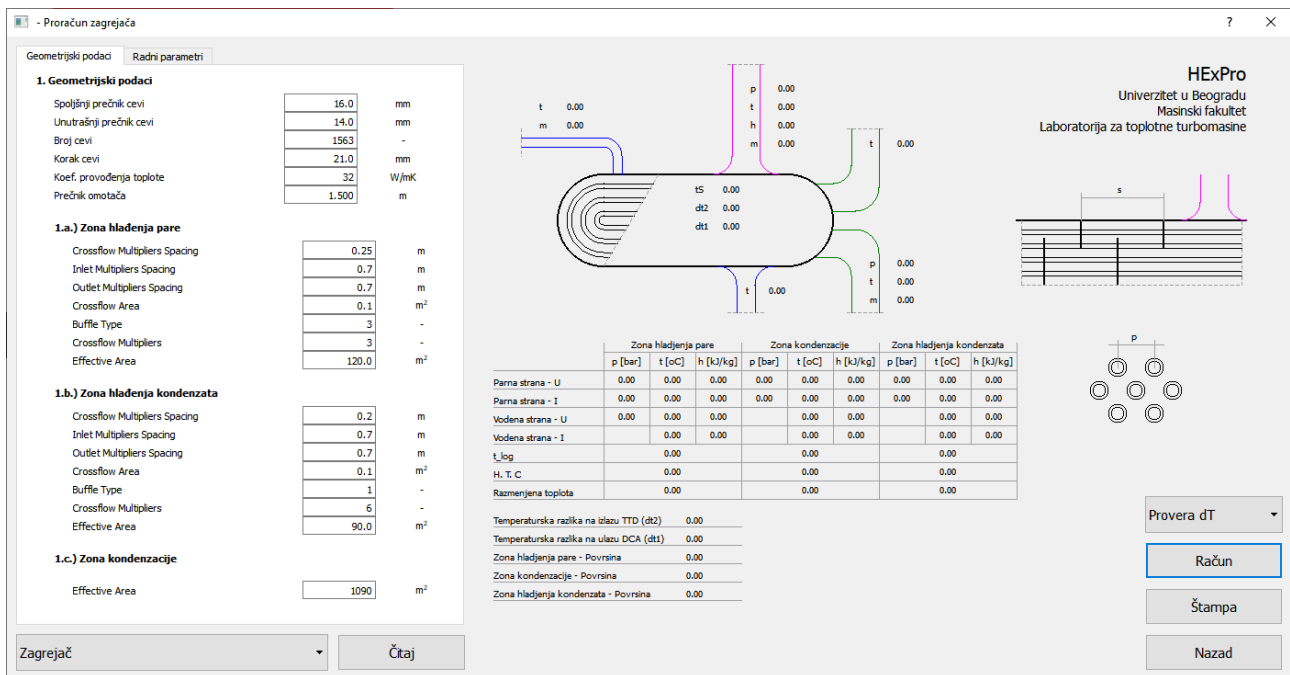
Слика А.4: Конфигурисање кондензатора и унос података.



Слика А.5: Конфигурисање загрејача ниског притиска и унос података.

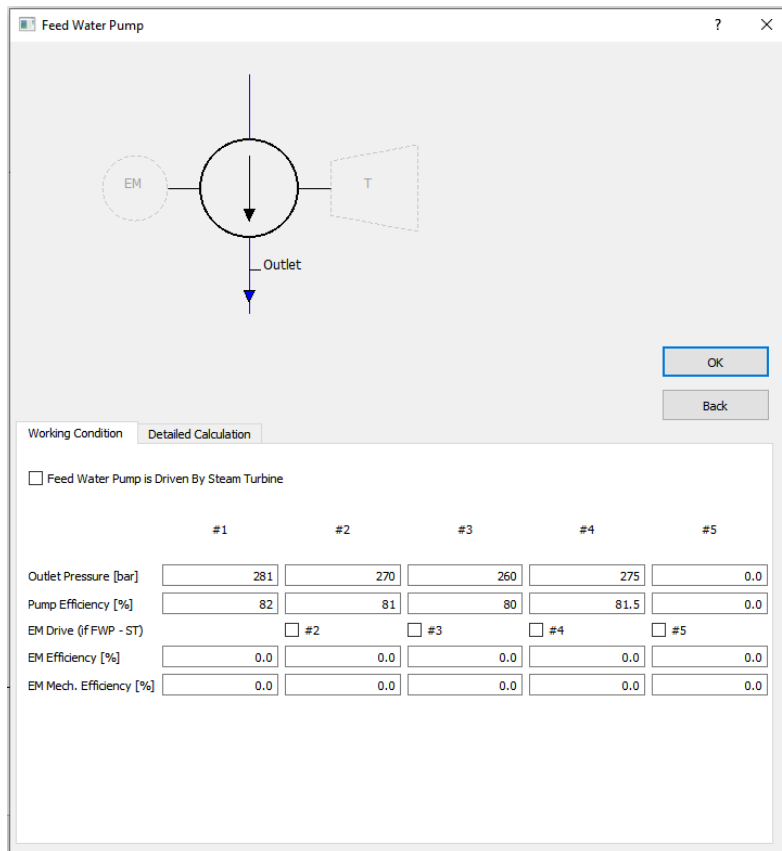


Слика А.6: Конфигурисање загрејача високог притиска и унос података.

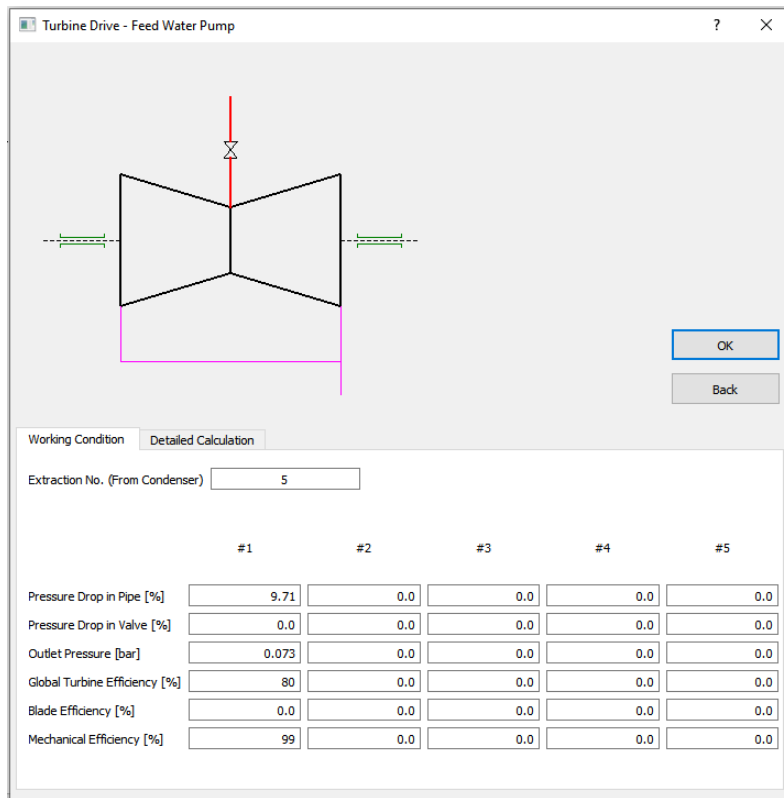


Слика А.7: Унос геометријских података за загрејач GK/NV.

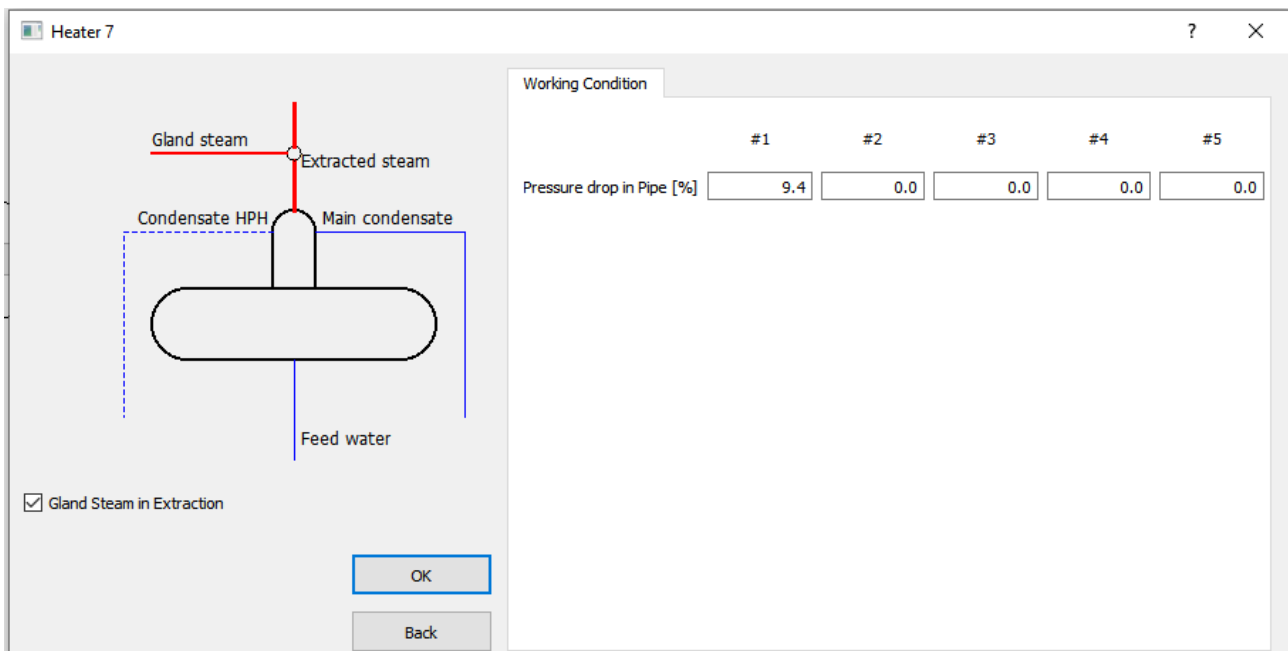
Уносом података који се односе на напојну пумпу, потребно је такође дефинисати и да ли се пумпа погони помоћном парном турбином. У посебном прозору потребно је дефинисати радне параметре за помоћну парну турбину.



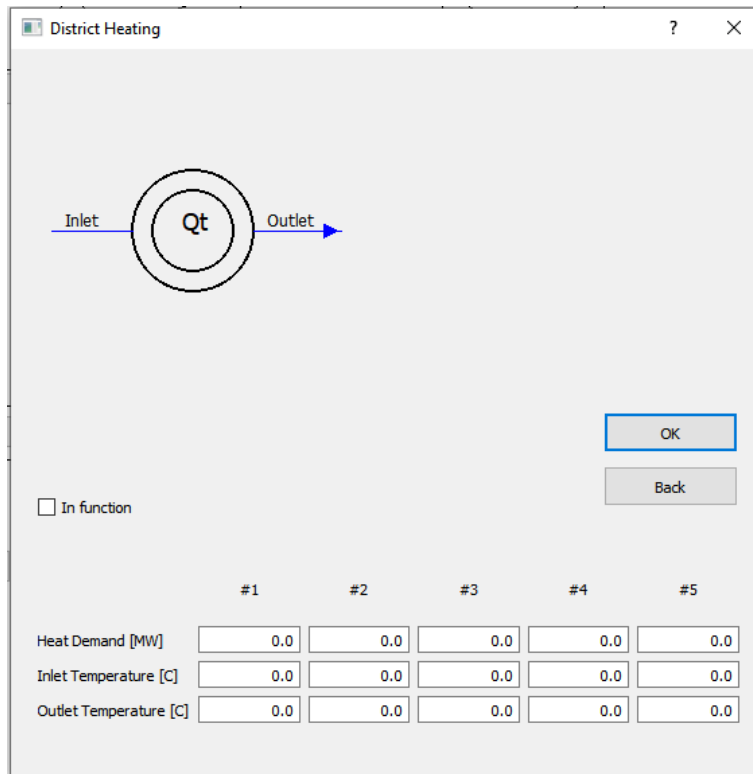
Слика А.8: Конфигурисање агрегата напојне пумпе и унос података.



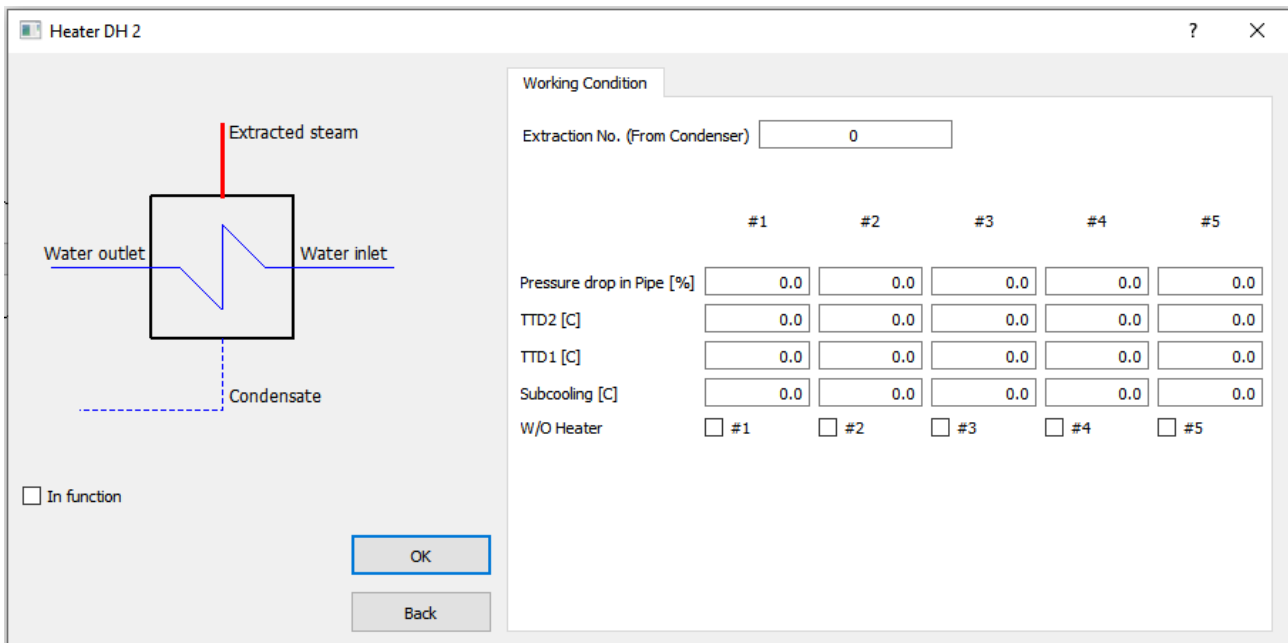
Слика А.9: Конфигурисање агрегата напојне пумпе и унос података.



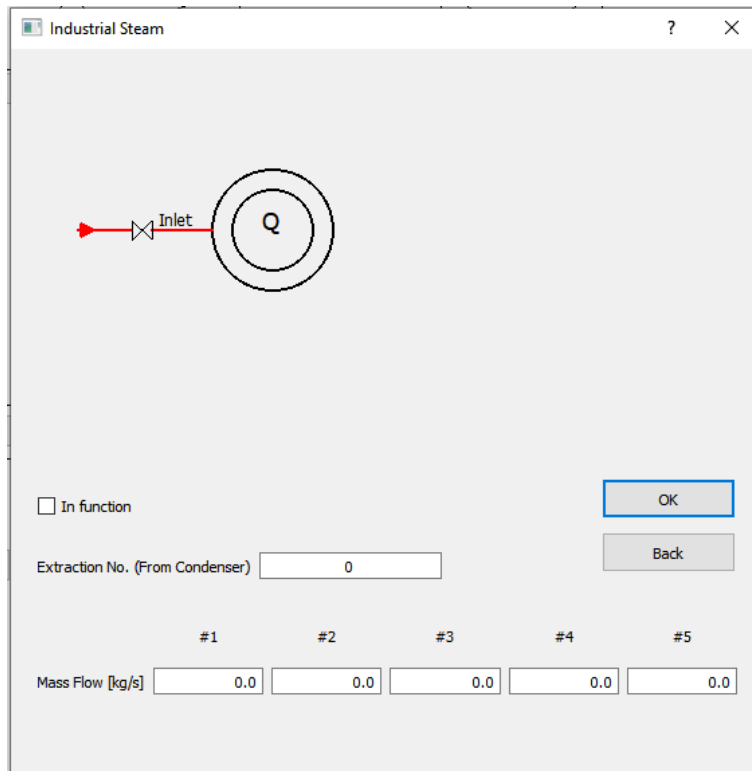
Слика А.10: Расподела заптивне паре.



Слика А.11: Основни подаци о систему даљинског грејања.

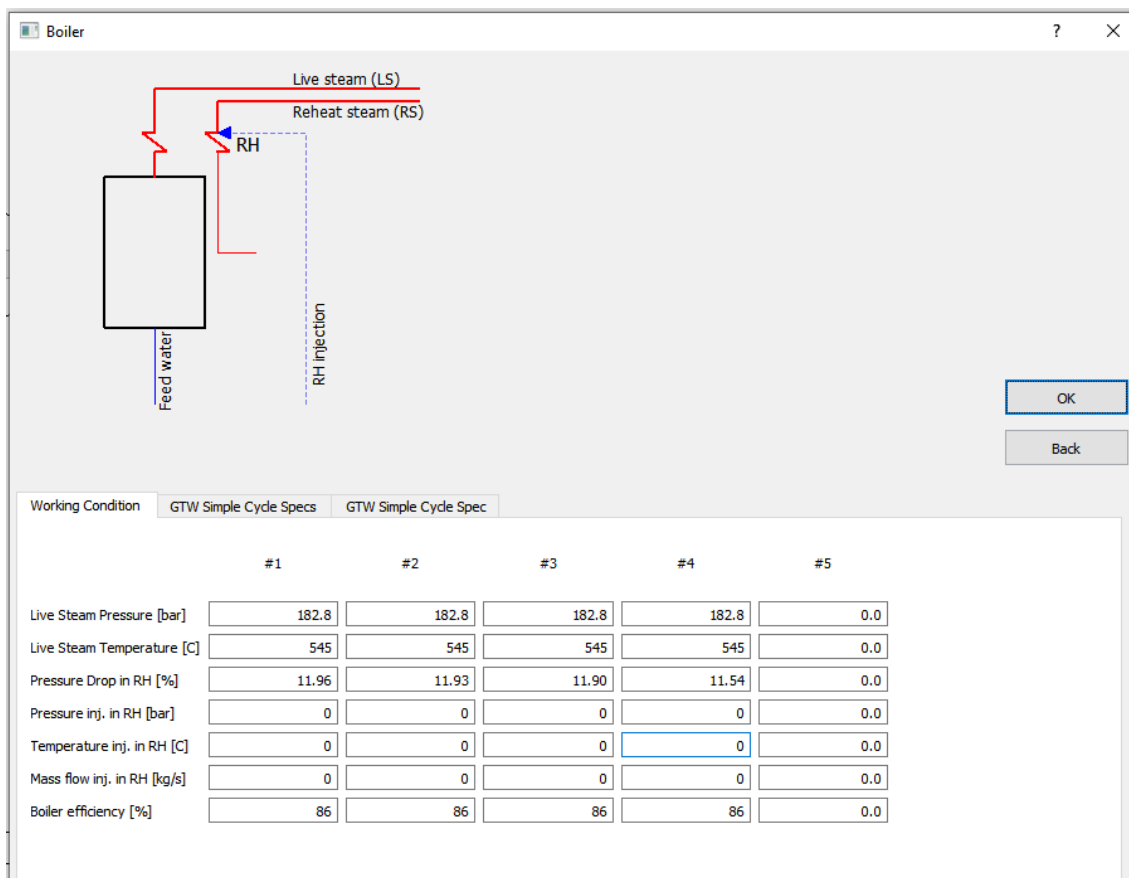


Слика А.12: Конфигурисање загрејача система за даљинско грејање и унос података.

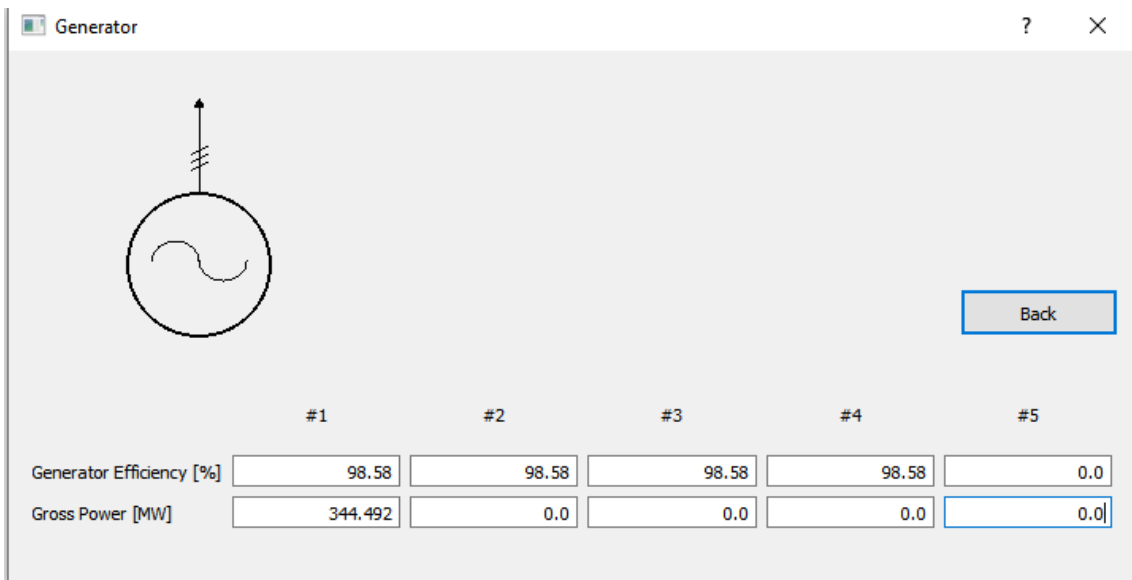


Слика А.13: Конфигурисање одузимања технолошке паре и унос података.

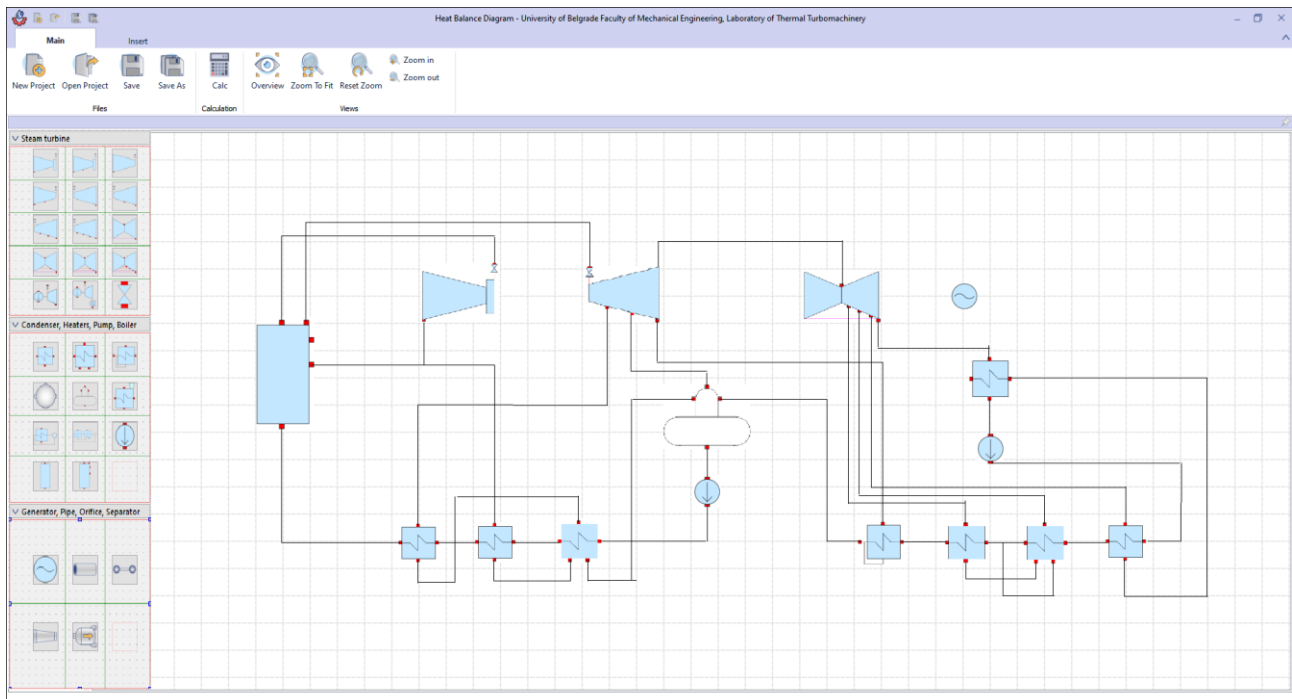
Уколико је регулисање температуре догрејане паре убризгавањем напојне воде у догрејач паре, потребно је унети вредности напојне воде за различите режиме рада.



Слика А.14: Унос основних података о котлу.



Слика А.15: Основни подаци о генератору.

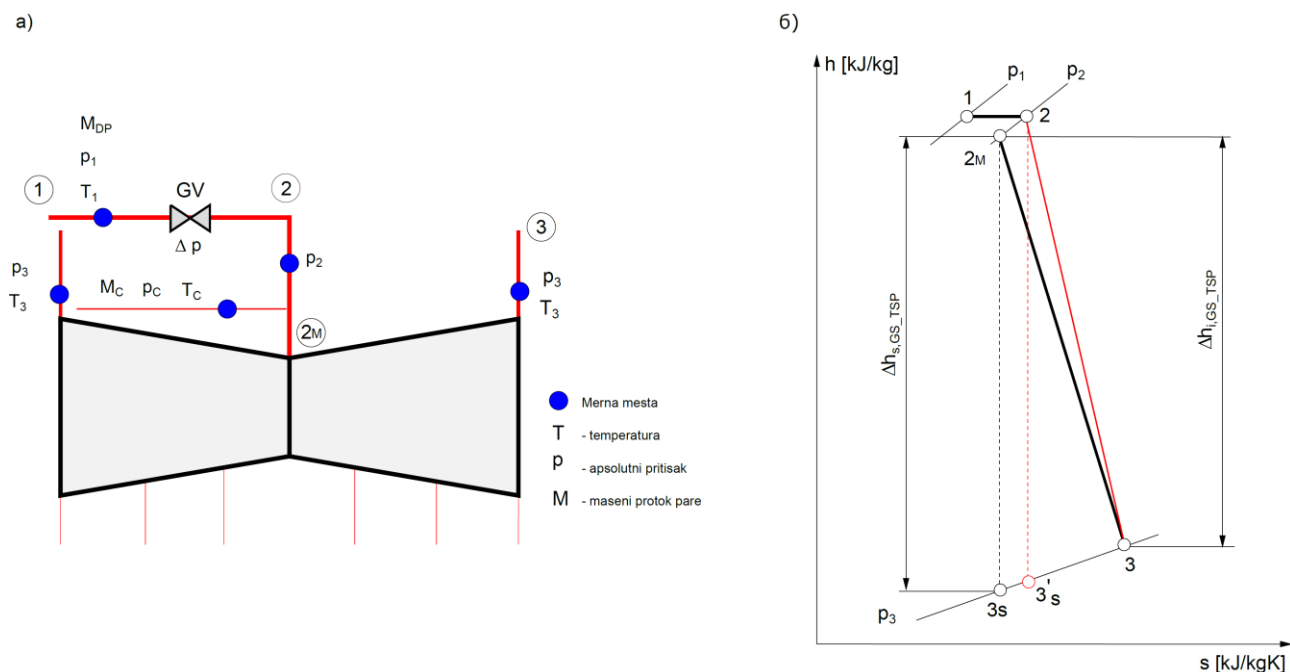


Слика А.16: Конфигурисана топлотна шема парног блока.

Прилог Б – Пример прорачуна мерне несигурности одређивања степена корисности TSP

Као што је наведено у поглављу 5, важан параметар приликом поређења резултата испитивања са гарантованим вредностима је мерна несигурност резултата прорачуна. У том циљу ће овде бити демонстрирана процедура одређивања вредности степена корисности TSP, као и мерне несигурности резултата испитивања.

Након замене свих лопатица TSP на блоку ТЕ Никола Тесла Б2, Лабораторија за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења је спровела гаранцијска испитивања у циљу доказивања гарантоване вредности степена корисности групе ступњева TSP – Извештај [54]. Шема мерних места је приказана на слици Б.1.а, док је на слици Б.1.б приказана линија експанзије паре у TSP. Произвођач турбине је из конструктивних разлога предвидео да испред групе ступњева TSP постоји увођење паре са излаза TVP. Имајући у виду да том приликом долази до промене термодинамичког стања паре, како би се одредио степен корисности групе ступњева неопходно је било спровести термотехничка испитивања целог парног турбопостројења. У табели Б.1 приказани су резултати прорачуна степена корисности групе ступњева, као и мерне несигурности свих величина.



Слика Б.1: а) Шема мерних места TSP и б) линија експанзије паре у TSP ТЕ Никола Тесла Б2.

Табела Б.1: Прорачун степена корисности TSP и предметне мерне несигурности

ТЕ Никола Тесла Б2 – Гаранцијска испитивања степена корисности групе ступњева TSP	Обрада података		Таблице за воду и водену пару: IAPWS IF-97		
	Датум и време	Окт. 06. 2016. 12:09 - 13:39			
	Снага	MW	615	Вред.	Апс. М.Н.
Прорачун степена корисности групе ступњева TSP					
p догрејане паре испред стоп вентила	ср. вред.	[bar]	32.555	0.065	0.1707
t догрејане паре испред стоп вентила	ср. вред.	[°C]	529.9	0.5955	0.1140
p паре испред групе ступњева	ср. вред.	[bar]	31.988	0.1215	0.3249
p паре на излазу TSP	ср. вред.	[bar]	4.698	0.0103	0.1954
t паре на излазу TSP	ср. вред.	[°C]	262.34	0.4052	0.1615
p паре на излазу TVP	ср. вред.	[bar]	41.885	0.0457	0.1091
t паре на излазу TVP	ср. вред.	[°C]	331.71	0.3797	0.1145
Амбијентални притисак	PATM	[bar]	1.0181	0.0012	0.1179
Температура леда за компензацију температуре хладног краја термопарова	TICE	[°C]	0.251	0.1538	#
Проток догрејане паре	\dot{M}_{DP}	[kg/s]	381		
Проток паре за климатизацију ротора TSP	\dot{M}_C	[kg/s]	2.58		
Енталпија догрејане паре	h_1	[kJ/kg]	3521.73	1.360	0.0386
Ентропија догрејане паре	s_1	[kJ/kgK]	7.2808	0.00195	0.0268
Ентропија паре испред групе ступњева	s_{1M}	[kJ/kgK]	7.2887	0.00195	0.0268
Пад притиска у главном вентилу	Δp	[%]	1.7417		
Енталпија паре за климатизацију	h_c	[kJ/kg]	3041.89	1.002	0.0329
Енталпија паре после мешања	h_{2M}	[kJ/kg]	3518.50	1.784	0.0507
Ентропија паре после мешања	s_{2M}	[kJ/kgK]	7.2847	0.00276	0.0379
Енталпија паре на излазу TSP	h_3	[kJ/kg]	2987.69	0.827	0.0277
Изентропска енталпија на излазу TSP	h_{3s}	[kJ/kg]	2952.75	0.817	0.0277
Корекциони фактори					
t догрејане паре (ном. Вредност 535 °C)		[-]	0		
Δp кроз главни вентил (ном. вредност 2,5%)		[-]	0		
Старење турбине	F_{age}	[%]	0		
Укупна вредност корекције резултата	F_{tot}	[-]	1		
Унутрашњи топлотни пад (2M-3)	$\Delta h_{i,GS_TSP} = h_{2M} - h_3$	[kJ/kg]	530.81	1.58	0.2977
Изентропски унутрашњи топлотни пад (2M-3s)	$\Delta h_{s,GS_TSP} = h_{2M} - h_{3s}$	[kJ/kg]	565.75	1.75	0.3093
Измерена вредност степена корисности групе ступњева TSP	$\eta_{GS_TSP_M} = \frac{\Delta h_{i,GS_TSP}}{\Delta h_{s,GS_TSP}}$	[%]	93.82		
Коригована вредност степена корисности групе ступњева TSP	$\eta_{GS_TSP} = \eta_{GS_TSP_M} \cdot F_{tot}$	[%]	93.82		
Мерна несигурност одређивања степена корисности групе ступњева TSP	V_η	[%]	0.424		

Биографија

Срђан Милић је рођен 10.06.1987. године у Прилепу, Република Македонија. Основну школу и средњу машинску школу је завршио у Панчеву.

Машински факултет у Београду је уписао 2006. године. Основне академске студије (B.Sc.) је завршио 2009. године, а Дипломске академске студије (M.Sc.) 2011. године, на Модулу за термоенергетику, са укупном просечном оценом 9,91 (девет и 91/100). Дипломски рад на тему: „Развој математичког модела и рачунарског програма за прорачун гасних турбина са хлађењем лопатица“ је радио код проф. др Милана Петровића. Дипломирао је са оценом 10 (десет).

У периоду август - септембар 2011. је боравио на стручној пракси у фирми АЛСТОМ (данас Џенерал Електрик), Елблаг, Пољска.

На Машинском факултету у Лабораторији за топлотне турбомашине је запослен од 01.01.2012. године где је радио као сарадник на истраживању. У звање асистента за ужу научну област Термоенергетика за Групу предмета топлотне турбомашине и термоенергетска постројења је изабран децембра 2014. а реизабран у истом звању 2018. године. Учествовао је у изради већег броја студија и истраживачко-развојних пројеката из области класичне термоенергетике и испитивања парних турбопостројења у оквиру научноистраживачког рада Лабораторије за топлотне турбомашине и термоенергетска постројења. Бави се истраживањем у области Топлотних турбомашина и термоенергетских постројења, а фокус истраживања је моделирање процеса у парним и гасним турбинама и турбопостројењима, као и развојем мерне технике и експерименталним радом у области топлотних турбомашина и термоенергетских постројења.

Водећи је аутор рада објављеног у часопису од међународног значаја. Водећи је аутор и коаутор четири рада представљених на међународним скуповима.

Познаје програмске језике C++ и FORTRAN, Qt Frameworks, као и корисничке рачунарске програме: AutoCAD и Catia.

Говори енглески језик.

Изјава о ауторству

Име и презиме аутора Срђан Милић

Број индекса Д31/11

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

Систем за прорачун топлотних шема и анализу рада термоенергетских постројења са парним турбинама

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да дисертација у целини ни у деловима није била предложена за стицање друге дипломе према студијским програмима других високошколских установа;
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио/ла интелектуалну својину других лица.

У Београду, 14.12.2020.

Потпис аутора



Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора	<u>Срђан Милић</u>
Број индекса	<u>Д31/11</u>
Студијски програм	<u>Докторске студије</u>
Наслов рада	<u>Систем за прорачун топлотних шема и анализу рада термоенергетских постројења са парним турбинама</u>
Ментор	<u>др Милан Петровић, редовни професор</u>

Изјвљујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла ради похрањивања у **Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског назива доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

У Београду, 14.12.2020.

Потпис аутора



Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку “Светозар Марковић” да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Систем за прорачун топлотних шема и анализу рада термоенергетских постројења са парним турбинама

која је моје ауторско дело.

Дисертација са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погоним за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду и доступну у отвореном приступу могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство (CC-BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде (CC BY-NC-ND)
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)
5. Ауторство – без прераде (CC BY-ND)
6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци.
Кратак опис лиценци је саставни део ове изјаве.)

У Београду, 14.12.2020.

Потпис аутора



1. **Ауторство.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.
2. **Ауторство – некомерцијално.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.
3. **Ауторство – некомерцијално – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.
4. **Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.
5. **Ауторство – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.
6. **Ауторство – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.