



УНИВЕРЗИТЕТ У НИШУ  
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ



**Марко Н. Илић**

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО И НУМЕРИЧКО ИСТРАЖИВАЊЕ  
РАЗМЕНЕ ТОПЛОТЕ И МАСЕ У ЛОЖИШТУ АПСОРПЦИОНЕ  
ТОПЛОТНЕ ПУМПЕ НА БИОМАСУ**

**ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА**

Текст ове докторске дисертације  
ставља се на увид јавности,  
у складу са чланом 30., став 8. Закона о високом образовању  
("Сл. гласник РС", бр. 76/2005, 100/2007 - аутентично тумачење, 97/2008, 44/2010,  
93/2012, 89/2013 и 99/2014)

**НАПОМЕНА НА О АУТОРСКИМ ПРАВИМА:**

Овај текст се сматра рукописом и само се саопштава јавности  
(члан 7. Закона о ауторским и сродним правима, "Сл. гласник РС", бр.  
104 4/2009, 99/2011 и 119/2012).

Ниједан део ове докт докторске дисертације не сме се користити  
ни у какве сврхе, осим за упознавање са садржајем пре одбране.

**Ниш, 2023**



UNIVERSITY OF NIŠ  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING



**Marko N. Ilić**

**EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF  
THERMAL AND FLUID FLOW PROCESS IN BIOMASS  
GENERATOR OF ABSORPTION HEAT PUMP**

**DOCTORAL THESIS**

Niš, 2023

---

## Подаци о докторској дисертацији

Ментор:

Др Велимир Стефановић, редовни професор, Универзитет у Нишу,  
Машински факултет у Нишу

Наслов:

Експериментално и нумеричко истраживање размене топлоте и масе у ложишту апсорпционе топлотне пумпе на биомасу

Резиме:

У овој докторској дисертацији је спроведено експериментално и нумеричко истраживање термо-струјних процеса у генератору врелог ваздуха (ГВВ) у систему апсорпционе топлотне пумпе (АТП), у којој се као радни медијум користи мешавина амонијака и воде. У првој фази је успешно извршена супституција гасовитог горива чврстим горивом (биомаса-пелет) и начињене су модификације на топлотној пумпи како би се повезао ГВВ. У циљу истраживања је оптимизована геометрија ложишног простора пећи на пелет, уз велику помоћ компанија (Мегал и „AirCool“) које су произвеле и донирале пећ, односно пећ је адаптирана у ГВВ за потребе АТП. Унутар генератора је додат оребрени измењивач топлоте у циљу побољшања процеса размене топлоте.

Експериментално истраживање је обављено у Лабораторији за термотехнику на Машинском факултету у Нишу. У експерименталном делу испитивано је више различитих радних режима. У ГВВ се јавља сложено турбулентно струјање, при чему продукти сагоревања струје у три хода кроз измењивачке цеви, а око неоребрених и оребрених измењивачких снопова цеви струји ваздух, који се у генератору загрева до температура потребних за рад апсорбера топлотне пумпе. Мерени су протоци флуида, температуре радних флуида на улазу и излазу из апарата, као и температуре на дефинисаним локацијама у генератору.

Постављен је математички модел размене топлоте и масе, што је било од виталног значаја за спровођење нумеричког експеримента у овом раду. Валидација модела је извршена поређењем измерених и прорачунатих термо-струјних величина на одабраним локацијама у ГВВ.

Резиме:

Обзиром на добро слагање експерименталних и нумеричких резултата модел се може користити за нумеричке симулације у сличним измењивањима топлоте. У нумеричком делу истраживања су коришћени софтверски пакети ANSYS и CFX.

На крају истраживања су утврђене топлотне карактеристике система АТП, пре свега размењени топлотни флуksеви и коефицијенти грејања и хлађења и њихове зависности од температуре врелог ваздуха на улазу у десорбер АТП.

Научна област:

Техничко – технолошке науке

Научна  
дисциплина

Термотехника, термоенергетика и процесна техника

Кључне речи:

апсорпционе топлотне пумпе, генератор, 3D симулације, биомаса-пелет, обновљиви извори енергије, полигенерација, експериментално истраживање

УДК:

--

CERIF  
класификација:

T200 Термички инжењеринг, примењена термодинамика

Тип лиценце  
креативне  
заједнице:

CC BY-NC-ND

## Data about the doctoral thesis

Mentor:

Dr Velimir Stefanović, Full Professor, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering.

Title:

Experimental and numerical investigation of thermal and fluid flow process in biomass generator of absorption heat pump

Abstract:

In this doctoral dissertation, an experimental and numerical investigation of thermo-fluid processes in a hot air generator (GVV) within the absorption heat pump (AHP) system has been conducted. The working medium in this system is a mixture of ammonia and water. In the first phase, the substitution of gaseous fuel with solid fuel (biomass pellets) was successfully carried out, and modifications were made to the heat pump to connect it to the GVV. The goal was to optimize the geometry of the pellet stove combustion chamber, with significant assistance from companies (Megal and "AirCool") that produced and donated the stove. The stove was adapted into the GVV for AHP purposes. Inside the generator, a finned heat exchanger was added to enhance the heat exchange process.

The experimental research was conducted in the Laboratory for Thermotechnic at the Faculty of Mechanical Engineering in Niš. Multiple different operating modes were investigated in the experimental part. The GVV exhibits complex turbulent flow, with combustion products flowing through the heat exchanger tubes in three passes. Air flows around both finned and non-finned heat exchanger tube bundles, getting heated to the required temperatures for the operation of the heat pump absorber. Measurements included fluid flows, temperatures of working fluids at the inlet and outlet of the system, as well as temperatures at defined locations within the generator.

A mathematical model of heat and mass exchange was established, vital for conducting the numerical experiment in this work. Model validation was performed by comparing measured and calculated thermo-fluid quantities at selected locations in the GVV.

Abstract:

Considering the good agreement between experimental and numerical results, the model can be utilized for numerical simulations in similar heat exchange scenarios. In the numerical research section, software packages ANSYS and CFX were used.

Towards the end of the study, thermal characteristics of the AHP system were determined, primarily focusing on exchanged heat fluxes and heating and cooling coefficients. These characteristics were analyzed in relation to the temperature of hot air entering the desorber of the AHP.

Scientific field:

Technical science

Scientific subfield:

Thermodynamics, Heat and Mass transfer

Key words:

Absorption heat pump, Generator, 3D Simulations, Biomass-pellet, Renewable energy sources, Polygeneration, Experimental investigation

UDC:

--

CERIF classification:

T200 Thermal engineering, applied thermodynamics

Creative Community license type:

CC BY-NC-ND



## **ЗАХВАЛНИЦА**

*Ова докторска дисертација је реализована у оквиру Лабораторије за Термотехнику и термоенергетику на Машинском факултету у Нишу и резултат је вишегодишњег истраживања у области примене биомасе у савременим енергетским технологијама.*

*Са посебним задовољством се захваљујем свом ментору, др Велимиру Стефановићу, редовном професору Машинског факултета Универзитета у Нишу. Савети, упутства и сугестије били су од великог значаја при стварању комплетне слике дисертације али и самог процеса конципирања и писања рада.*

*Драгоцену и безрезервну помоћ у експерименталном и нумеричком истраживању и реализацији докторске дисертације пружили су ми др Дмитро Брега, покојни др Жарко Стефановић, и овом приликом им се најискреније захваљујем. Велику захвалност дугујем др Гордани Стефановић на дозволи и подрици при коришћењу опреме Лабораторије за погонске материјале и др Мићи Вукићу на свесрдној помоћи у анализи и писању докторске дисертације.*

*Дугујем захвалност и колегама др Саши Павловићу, маг. инж. Милану Гроздановићу на подрици и помоћи током процеса експерименталног истраживања.*

*Највећу захвалност дугујем својој породици која ме је подржавала и охрабривала да савладам и решавам проблеме.*

*У Нишу, 2023. године*

*Аутор*



## САДРЖАЈ

СПИСАК НАЈЧЕШЋЕ КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА .....	iv
Латинични симболи и скраћенице .....	iv
Грчки симболи .....	iv
Индекси .....	v
Бездимензиони бројеви .....	v
1. УВОД .....	1
1.1. Топлотни апсорпциони системи .....	6
1.2. Примери апсорпционих система.....	7
1.2.1. Бинарни апсорпциони циклус .....	8
1.2.2. Једностепени притисни апсорпциони циклус.....	9
1.2.3. Апсорпциони системи са ваздушним извором/понором топлоте.....	13
1.3. Циљ рада .....	14
1.4. Структура рада .....	15
2. ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ .....	17
2.1. Технолошка достигнућа у апсорпционим системима .....	17
2.1.1. Радини медијуми у апсорпционим топлотним пумпама .....	26
2.1.2. Комерцијална имплементација апсорпционих топлотних пумпи .....	28
2.1.3. Неконвенционалне апсорпционе топлотне пумпе .....	29
2.1.4. Једностепени циклуси .....	31
2.2. Дизајн апсорбера и кондензатора за апсорпционе топлотне пумпе.....	34
2.3. Резиме прегледа литературе .....	40
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСТРАЖИВАЊЕ .....	42
3.1. Основни подаци о апсорпционој топлотној пумпи/чилеру ГАНР-АР, Robur .....	42
3.2. Законски оквири за експериментално истраживање .....	49
3.3. Опис експерименталног истраживања .....	53
3.4. План експерименталног истраживања .....	56
3.4.1. Мерења на силосу за пелет .....	59
3.4.2. Мерења на генератору врелог ваздуха .....	66
3.4.3. Мерења на апсорпционој топлотној пумпи .....	78
3.4.4. Приказ резултата мерења.....	87





---

3.4.5. Одређивање грејне и расхладне снаге .....	100
3.4.6. Грешка мерења.....	101
4. НУМЕРИЧКО ИСТРАЖИВАЊЕ .....	103
4.1. Математички модел .....	105
4.2. Стандардни $k$ - $\epsilon$ модел .....	108
4.3. $k$ - $\omega$ модел.....	109
4.4. Гранични услови .....	111
4.5. Зидне функције .....	112
4.6. Структура коришћеног програмског пакета ANSYS-Fluent-CFX .....	114
4.7. Избор нумеричког модела .....	116
4.8. Приказ резултата нумеричких симулација .....	126
4.9. Валидација нумеричког модела .....	136
5. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА .....	140
6. ЗАКЉУЧАК .....	153
7. ЛИТЕРАТУРА .....	159
8. Списак слика .....	165
9. Списак табела.....	172
10. Прилог.....	173
Прилог бр. 1.....	173
VBA код за прорачун топлотних губитака система кроз омотач .....	173
Прилог бр. 2.....	180
Извештаји мерења концентрације CO за различите радне режиме .....	180
Прилог бр. 3.....	181
Блок дијаграм аквизиције.....	181



## СПИСАК НАЈЧЕШЋЕ КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

### Латинични симболи и скраћенице

A	$m^2$	површина
C	-	константа
$c_p$	$Jkg^{-1}K^{-1}$	специфични топлотни капацитет при сталном притиску
D	m	пречник
F	$m^2$	површина попречног пресека
h	$Jkg^{-1}$	енталпија
k	$m^2s^{-2}$	турбулентна кинетичка енергија
L	m	дужина, карактеристична дужина
$\dot{m}$	$kg s^{-1}$	масени проток
N	-	број ребра измењивача топлоте
p	Pa	притисак
$\Delta p$	Pa	пад притиска
Q	W	топлотни флуks (топлотна снага)
q	$Jkg^{-1}$	специфична количина топлоте
S	m	растојање
T	K	температура
t	$^{\circ}C$	температура
$t$	s	време
U	$ms^{-1}$	средња брзина струјања флуида
k	$Wm^{-2}K^{-1}$	коэффициент пролаза топлоте
u	$ms^{-1}$	брзина струјања флуида
$\dot{V}$	$m^3s^{-1}$	запремински проток
ACA	-	апсорбер хлађен ваздухом
ATP	-	апсорпциона топлотна пумпа
COP	-	коэффициент грејања/хлађења
GAX	-	десорбер – апсорбер измењивач топлоте
GVV	-	генератор врелог ваздуха
SCA	-	апсорбер хлађен раствором

### Грчки симболи

$\alpha$	$Wm^{-2}K^{-1}$	коэффициент прелаза топлоте
$\delta$	m	корак ребра
$\varepsilon$	$m^2s^3$	дисипација турбулентне кинетичке енергије
$\eta$	-	степен искоришћења
$\lambda$	$Wm^{-1}K^{-1}$	коэффициент провођења топлоте
$\mu$	$kgm^{-1}s^{-1}$	динамичка вискозност
$\nu$	$m^2s^{-2}$	кинематска вискозност
$\rho$	$kg m^{-3}$	густина
$\omega$	$kg s^{-1}$	фреквенција турбуленције



## Индекси

cf	-	страна ћелије
eq	-	еквивалентно
h	-	хладан крај
i	-	текућа координата
in,ul	-	улаз
j	-	текућа координата
k	-	текућа координата
L	-	ваздух
max	-	максимално
mer	-	измерена вредност
min	-	минимално
l	-	текућа координата
out,iz	-	излаз
ref	-	референтно
sr	-	средња вредност
T	-	топли крај
w	-	вода
a,v	-	ваздух

## Бездимензиони бројеви

$$Gr = \frac{g\beta(T - T_{\infty})L^3}{\nu^2} \quad \text{Грасхофов број}$$

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad \text{Нуселтов број}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad \text{Прантлов број}$$

$$Pe = RePr \quad \text{Пеклеов број}$$

$$Ra = GrPr \quad \text{Рејлијев број}$$

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad \text{Рејнолдсов број}$$



## 1. УВОД

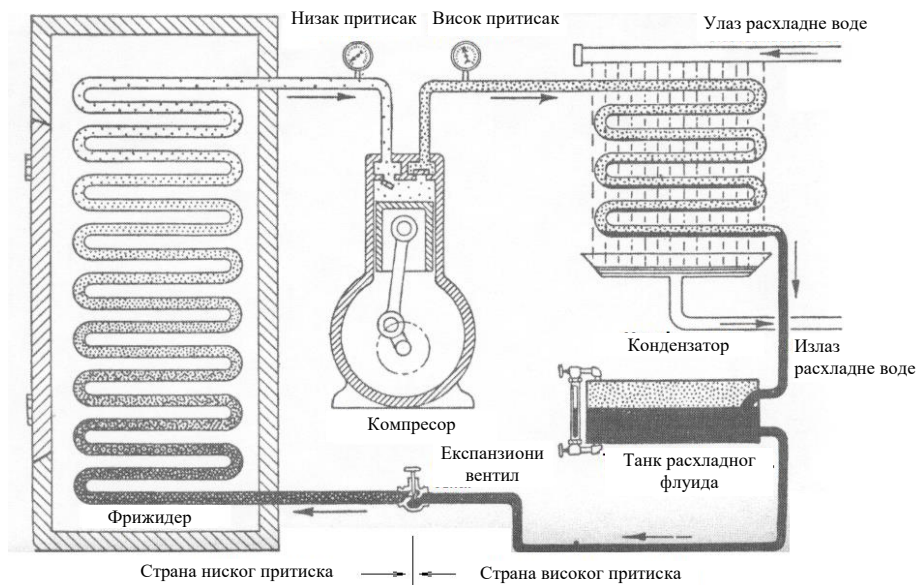
Топлотне пумпе су уређаји који енергију са нижег потенцијала (ниже температуре) подижу на виши потенцијал (више температуре) при томе трошећи одређену количину неког облика спољашње енергије. Могу да транспортују топлоту са природних или вештачких топлотних извора до објеката или других апликативних система. Могу да се користе за хлађење, одузимањем топлоте од одређеног система и предајом те топлоте топлијој спољашњој средини. Примену су нашле у расхладној техници, климатизацији, грејању и другим процесима. Кондиционирање ваздуха животног простора у стамбеним и пословним објектима обично се обезбеђује помоћу компресорских система на електрични погон, који доводе до великих оптерећења електричне инсталације током најтоплијих дана у летњем периоду. Ова вршна потражња може довести до несташица струје. Томе доприноси и употреба мање ефикаснијих система. Поред тога, ови системи су се ослањали на употребу синтетичких расхладних флуида који негативно утичу на озонски омотач и доприносе повећању ефекта стаклене баште односно глобалном загревању. Један од непожељних флуида је фреон R-134a, који се широко користио у комерцијалним, стамбеним и аутомобилским климатизационим системима [1]. Он се налази у процесу уклањања из масовне употребе због свог високог потенцијала глобалног загревања (GWP – 1.430) и оштећења озонског омотача (ODP - ozon depletion potention). У Европској унији је планирано да се R-134a у већем делу повуче из аутомобилске индустрије до 2017 [2]. Апсорпционе топлотне пумпе (у даљем тексту АТП), с друге стране, користе еколошки прихватљиве радне флуиде и покрећу се топлотном енергијом. Ови системи се разматрају за употребу у климатизацији простора због њихових еколошки бенигних аспеката и њихове способности да користе различите топлотне погоне као што су отпадна топлота или соларна топлотна енергија. Апсорпциони циклуси могу помоћи у смањењу вршне потрошње електричне енергије јер захтевају значајно мању количину електричне енергије у поређењу са компресорским топлотним пумпама. АТП су успешно имплементирани у великим комерцијалним системима, али због осетно већих компоненти за размену топлоте и масе у поређењу са компресорским системима нису примењиви у том облику у стамбеним објектима и на мањим комерцијалним тржиштима.



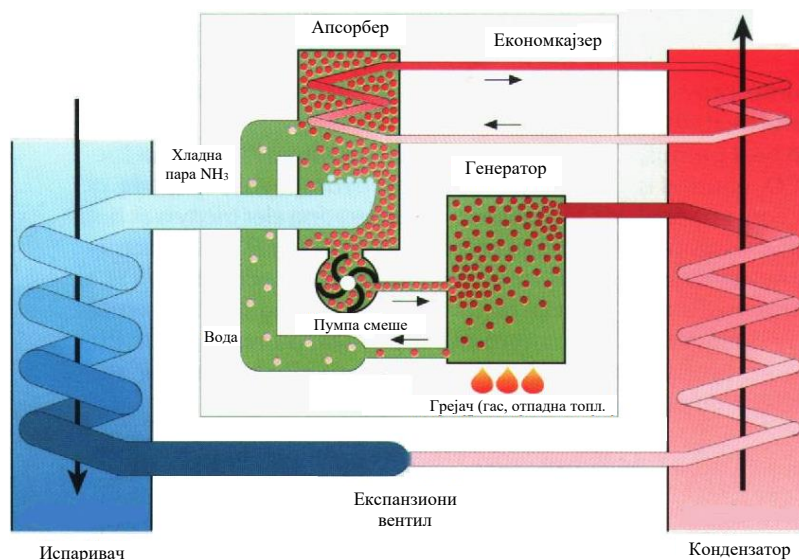
Да би апсорпциони системи били одрживи у експлоатацији отпадне топлоте малог обима, сложеност, тежина и запремина система морају бити смањени. Једна потенцијална опција је директно одбацивање топлоте из апсорбера и кондензатора из система у амбијентални ваздух употребом хидрауличних спрегнутих петљи између радног флуида и ваздуха. Поред тога, важно је да ове компоненте спојене са ваздухом и преостали измењивачи топлоте и масе система буду компактни како би се омогућила примена у малим и средњим апликацијама. Апсорбер и генератор су означени као "уско грло" [3] система за апсорпцију због спрегнутог преноса топлоте и масе који се мора остварити преко великих транспортних отпора и малих разлика у температурном градијенту. Компактан и ефикасан генератор и апсорбер са ваздушном спрегом који решава ово уско грло је неопходан за имплементацију апсорпционих топлотних пумпи у мобилне апликације и апликације за климатизацију простора са топлотним погоном малог капацитета.

У почетку, расхладни системи су били замајац у развоју технологије топлотних пумпи. Први покушај креирања расхладног механичког система је био 1755 године, када је Wiliam Cullen направио лед ваздушном пумпом. У сваком случају, Cullen, није био у могућности да трајно одржава „расхладну“ температуру. Прву расхладну машину са одрживим радним параметрима је конструисао Perkins 1834., а већ 1850. године креће права "експлозија" у потржњи за расхладним машинским системима. Компресорски систем (слика 1.1) и процес апсорпције амонијака (слика 1.2) су интензивно развијани 1860.-их и 1870.-их година. Фокус у том тренутку, односно циљ, није био да се обезбеди директно расхлађивање, већ да се тим циклусом произведу велике количине леда (слика 1.3) који би се онда користио у комерцијалне или стамбене сврхе (као расхладне кутије). Индустије пива су биле прве које су примениле директно хлађење у већим размерама, праћене прехранбеним индустријама. Већ крајем првог светског рата, грађанске институције у Америци су почеле да дају подстицајна средства за куповину кућних фрижидера. Становништво је полако почело да одбацује ледене кутије. Године 1921. је продато само пет хиљада фрижидера док је 1930. тај број порастао на 850000 [4].

У исто време, топлотне пумпе које су се користиле у климатизацији индустријских постројења су почеле да се адаптирају и примењују у комерцијалне, а касније у стамбене сврхе, до краја 1950. године.



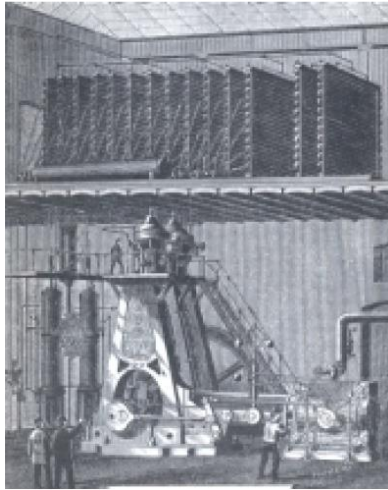
Слика 1.1. Расхладни систем са компресором (1852. год.) [4]



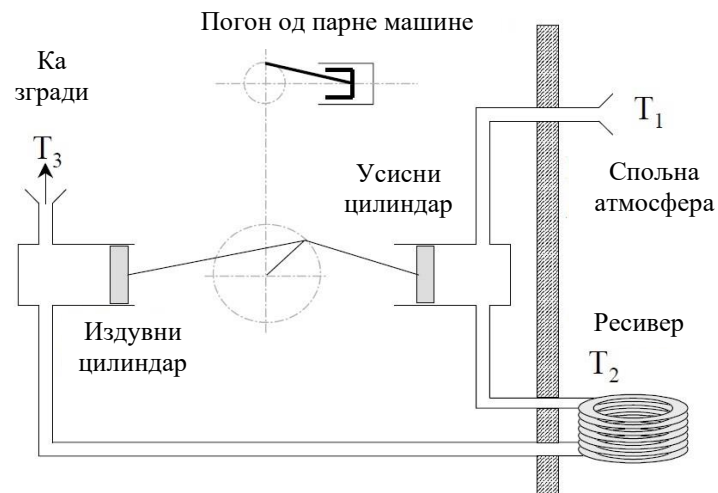
Слика 1.2. Апсорпциони амонијачни циклус (Companу Colibry bv)

Lord Kelvin је показао да топлотна пумпа може да се користи и за грејање поред хлађења, у свом раду који је назвао „Топлотна машина - мотор“. Келвинова машина (слика 1.4) загрева зграду, производњом топлоте која је већа од топлоте ослобођене сагоревањем угља за погоне Келвинове машине. Kelvin је приказао загревање ваздуха са  $10^{\circ}\text{C}$  на  $25^{\circ}\text{C}$  помоћу своје машине. Он је изјавио тада да би идеална машина могла да испоручи  $0.5 \text{ kg/s}$  ваздуха загрејаног на поменућу температуру, при томе трошећи око

0.2 kJ. Да би пола килограма ваздуха загрејали са 10 на 25°C потребно је око 7 kJ топлоте, што приказује да се добија 35 пута више енергије (топлотне) него што је уложено.



Слика 1.3. Апсорпциони циклус [4]

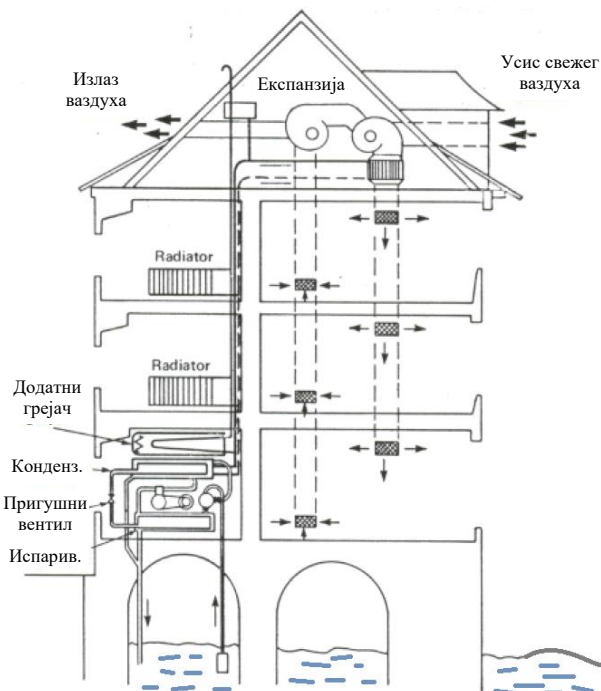


Слика 1.4. Лорд Келвинова машина за грејање [4]

Упркос Келвиновом раном раду, коришћење топлотне пумпе за грејање воде или ваздуха није се интензивније разматрало ни истраживало све до 1920. и 1930. године, док Mohrli није ревидирао Келвинов рад 1922. године и поново израдио његову машину.

Halden је 1938. године анализирао експерименталне податке расхладних постројења од 1891. до 1926. године да би приказао предности примене топлотних пумпи. Он је такође конструисао експерименталну топлотну пумпу за своју кућу и

тестирао различите топлотне поноре и изворе за рад система. Номкес је такође 1930. године спровео истраживања на топлотним пумпама, са фокусом на производњу топле воде. Светска економска дерпесија из 1930. године, је увелико утицала на развој топлотних пумпи, како за грејање, тако и за индустријску примену која се показала да је много исплативија него примена у кућним условима. Циришка градска кућа (слика 1.5) прва користи топлотну пумпу још од 1939. године, за покривање неких вршних оптерећења.



Слика 1.5. Циришка градска кућа са топлотном пумпом, инсталисана 1936.-1939.[4]

Коришћење топлотних пумпи у стамбеном сектору је почело 1950. године. Ferranti производи фрижидере и грејалице који су се појавили 1954. године на Енглеском тржишту. Били су хибридна решења, тј. фрижидер и грејач воде, са снагом од 1.2 kW током лета и 0.7 kW током зиме.

Међутим, поред свега тај систем није успео да се одржи на тржишту, и ускоро се продаја угасила. Од тада до данас, ваздушни и геотермални системи топлотних пумпи су тема развоја и примене у комерцијалне и стамбене сврхе. Углавном се користе топлотне пумпе које као погон користе електричну енергију.





## 1.1. Топлотни апсорпциони системи

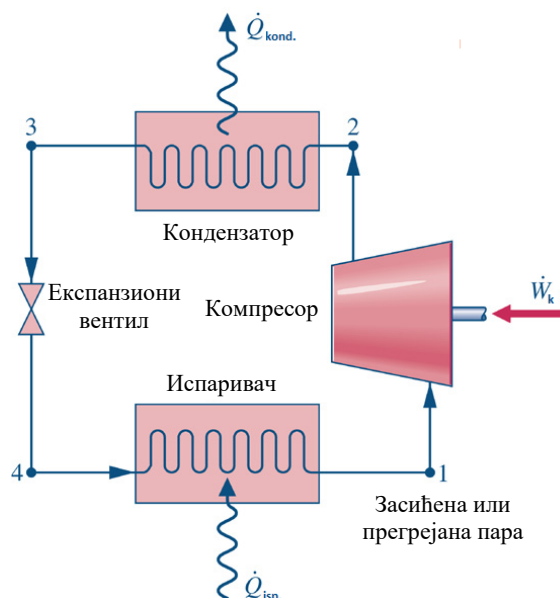
Очигледно је, да је приступ некомерцијалној води као извору енергије ограничен, па се поред развоја и примене тог извора топлоте у сагледавање укључило неколико других, нарочито ваздух и земља. Топлотне пумпе са употребом ваздуха као извора топлоте имају велику предност, самом чињеницом да је ваздух бесплатан и доступан у великим количинама. Такође, испаривач може да се изведе у различитим облицима. Међутим, постоје и проблеми у системима са „ваздушним“ топлотним пумпама. Измењивачи топлоте могу бити веома велики, те бука која се генерише услед великих протока ваздуха и рада вентилатора може бити заглашујућа. У случају да те ваздушне топлотне пумпе треба да греју или хладе неки простор, онда се проблеми само умножавају. На пример, на неким лоше изведеним испаривачима се могу формирати кристали леда, што блокира адекватан транспорт ваздуха и топлоте.

Земља спада у геотермалне топлотне изворе и она је најмање експлоатисан извор нискотемпературне топлоте. Већи део топлоте који је у земљи сачуван потиче од сунца, док само мањи део је изворна топлота земље, тј. геотермална. Главни проблем са овим извором топлоте је наћи оптимални начин како ту топлоту преузети од земље. Разне термалне сонде се морају уградити у земљу што онемогућава флексибилност система геотермалних топлотних пумпи. Тамо где се ови недостаци могу одговарајуће решити, геотермалне топлотне пумпе су прави избор. Постоји више врста геотермалних сонди које су развијане од 1940. године до данас, и уочено је да нека просечна вредност добијене топлотне снаге износи око 30 W по дужном метру (m) сонде.

Вода и ваздух не само да могу да служе као топлотни извори већ као и топлотни понори, за апсорбере и кондензаторе. Тако код једног изведеног система, испаривач служи за хлађење једне просторије док кондензатор обезбеђује топлу воду за грејање више стамбених јединица.

Циклуси који погоне рад топлотних пумпи могу се поделити на основу историјског развоја у две групе: компресиони и апсорпциони. Додатно, апсорпциони циклуси могу даље да се деле на основу нивоа радних притисака. У овом раду, ће се истраживати рад једностепене апсорпционе пумпе. Најзаступљенији системи топлотних пумпи су системи који се базирају на компресији расхладне паре. Основни делови компресионих система су: компресор, испаривач, кондензатор, експанциони (пригушни)

вентил, као што је приказано на слици 1.6. Улагањем рада у компресору се сабија гас, коме се при томе повећава притисак. Повећање притиска праћено је повећањем температуре расхладног средства и доводи то тога да пара флуида постаје прегрејана. После тога, флуид струји кроз кондензатор, где предаје топлоту околни (која је на нижој температури) и кондензује се до тачке засићења или се чак потхлађује.



Слика 1.6. Парни компресиони циклус

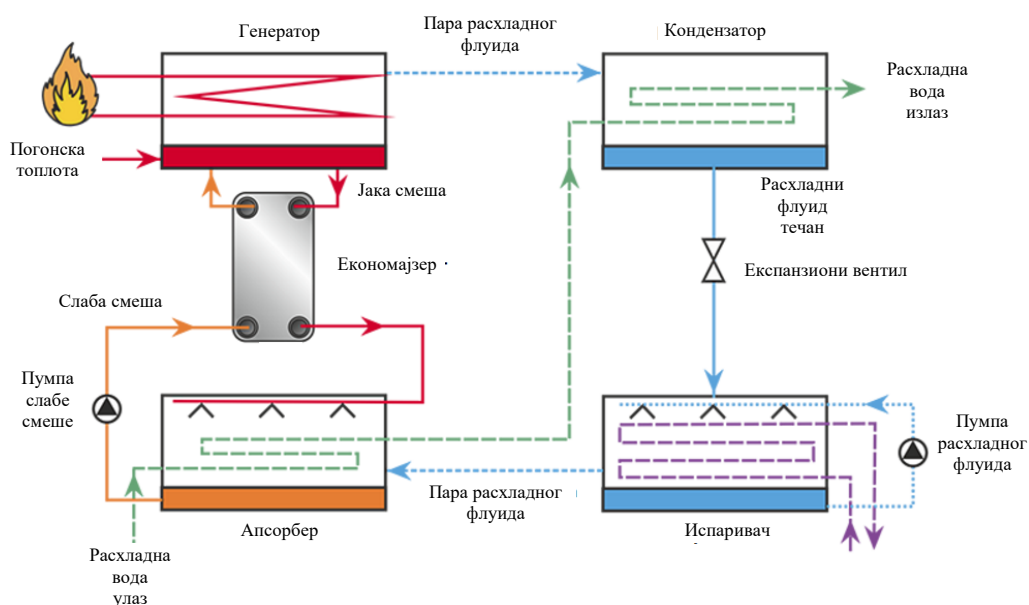
Након тога, расхладни флуид пролази кроз пригушни вентил, где се пригушује до притиска испаривача. Тај процес такође обара и температуру расхладног флуида, тако да пригушени флуид може да апсорбује нискотемпературну топлоту. Та топлота се апсорбује у испаривачу, где флуид поново испарава и прелази у гасно стање.

## 1.2. Примери апсорпционих система

Када се компресиони циклус посматра као изоловани систем, он може бити веома ефикасан. Међутим, велики губици се јављају у етапи обезбеђивања рада који тај компресор треба да погони. Нпр. угаљ треба сагорети у термоелектрани да би се произвела електрична енергија, а познато је да степен искоришћења тог процеса је само око 40 %. При директном коришћењу топлотне енергије, апсорпциони циклуси могу да умање или да потпуно елиминишу потребу да се топлотна енергија претвори у рад па после поново у топлоту.

### 1.2.1. Бинарни апсорпциони циклус

Бинарни апсорпциони циклус је приказан на слици 1.7. Код ових циклуса компресор се замењује апсорционом - генераторском радном групом. Бинарни апсорпциони циклус користи два флуида уместо једног расхладног. Промене у притиску, температури и агрегатном стању које се јављају у кондензатору, пригушном вентилу и испаривачу су исте као и у компресионом циклусу. Када расхладни флуид напусти испаривач, он насупрот механичког сабијања, сада пролази кроз апсорбер где бива апсорбован од стране другог течног топлијег флуида, при чему се настала смеша хлади расхладном водом, а пара расхладног флуида се укапљује. Слаба смеша флуида апсорбера и расхладног флуида се затим пумпа на виши притисак генератора. Апсорпциони циклус приказан на слици 1.7 је са економајзером у коме се јаком смешом предгрева слаба смеша. Процес пумпања се одвија улагањем рада у пумпи која троши знатно мање енергије за тај процес него компресор приликом сабијања гаса у компресорском циклусу. Високо температурна топлота се директно аплицира на смешу апсорбера и расхладног флуида у генератору. Тај топлотни процес генерише пару расхладног флуида, која струји у кондензатор. Преостала количина јаке смеше - течности апсорбера струји кроз економајзер где се хлади и затим враћа у апсорбер. Пара расхладног флуида се кондензује предајући топлоту води у кондензатору, затим се пригушује на притисак испаривача и уводи у испаривач.



Слика 1.7. Једностапени притисни, апсорпциони циклус са економајзером [8]

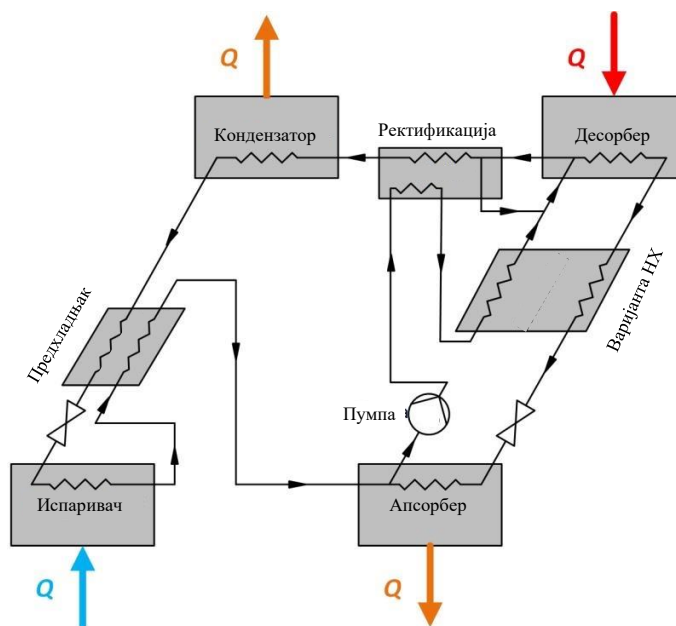


### 1.2.2. Једностепени притисни апсорпциони циклус

Једностепени притисни апсорпциони циклус има пуно предности у односу на парни компресиони циклус. У овом процесу не постоји потреба за извором електричне енергије. У циклусу се користе релативно безопасне природне материје и флуиди, и има могућност директног искоришћења отпадне топлоте са стране потрошача. Пошто ти системи немају покретних делова, то смањује цену израде, повећава сигурност у раду и смањује буку. Да би се елиминисала потреба за погонским радом (енергијом), једностепени притисни апсорпциони циклус укључује и трећи радни флуид како би заменио механичку пумпу са такозваном балонском пумпом (balloon pump), која може да транспортује радни медијум на више нивое користећи само топлотну енергију. Један такав апсорпциони циклус приказан је на слици 1.8. Тај циклус је познат под називом Platen-Munters–ов апсорпциони циклус, који је патентиран 1928. године. Он користи амонијак као расхладни флуид, воду као апсорбент и неки инертни гас као трећи медијум. Дифузија инертног гаса у апсорпционом циклусу је лимитирајући фактор кинетике процеса. Иако неке од компонената у једностепеном притисном апсорпционом циклусу су исте као и у компресионом циклусу или у двостепеном апсорпционом циклусу, суштински постоје важне разлике у начину рада. У генератору се производи високо температурна топлота која се троши на издвајање паре расхладног флуида из смеше остављајући апсорбирајући флуид у течном стању. Та пара прво служи за „пумпање“ течности апсорбера кроз балонску пумпу у апсорбер. Расхладни флуид после струји кроз кондензатор, где ослобађа део топлотне енергије у облику латентне топлоте у околину, где се кондензује у течност.

Следећа фаза, је да течност расхладног флуида струји у испаривач и меша се са инертним гасом. То мешање смањује парцијални притисак расхладног флуида тако да он може да испарава на нижим температурама. Парна мешавина гаса и инертног гаса струји у апсорбер, где течни апсорбент апсорбује расхладни флуид. Инертни гас се онда враћа у испаривач, и течна мешавина апсорбента и расхладног флуида струји ка генератору. Сlike 1.7 и 1.8 приказују шему једностепене апсорпционе топлотне пумпе. Десна страна циклуса на слици 1.7 односно лева страна на слици 1.8 циклуса апсорпције је идентична оној у компресорском левокретном циклусу, у којем расхладно средство у кондензатору ослобађа топлоту за грејање, па кроз експанциони вентил, струји у

испаривач ради процеса хлађења. Слично компресорском систему, једностепени апсорпциони систем је циклус са два притиска. Компресор на електрични погон, замењују два измењивача топлоте и масе, апсорбер и генератор, односно апсорбер и десорбер.



Слика 1.8. Једностепени притисни, апсорпциони циклус са ректификатором [8]

Поред кондензатора, испаривача, апсорбера и генератора, односно десорбера, једностепени систем који користи радне флуиде са испарљивим апсорбентима, као што је амонијак-вода, обично садржи ректификатор за повећање концентрације расхладног флуида и два рекуперативна измењивача топлоте (измењивач топлоте – економајзер смеше и хладњак испред експанзионог вентила) за повећање коефицијента искоришћења циклуса (COP). Бинарне смеше се користе као радни флуиди у апсорпционој техници, при чему једна компонента служи као расхладно средство-флуид, а друга компонента као апсорбент. Типични радни парови су литијум бромид-вода ( $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ ) и амонијак-вода ( $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ ) [6]. Смеша литијум-бромид-вода се широко користи од 1950.-их и обично се примењује у системима са капацитетом хлађења између 35 и 5275 kW [6]. Недостаци смеше литијум-бромид-вода су могућност кристализације при раду на притисцима испод атмосферског притиска [7], што повећава могућност пенетрације ваздуха у систем. На ниским температурама у испаривачу, парцијални притисак водене паре у циклусима са литијум-бромид-водом, је знатно испод притиска околине ( $p_{\text{в.паре}} = 0,873 \text{ kPa}$  на  $5^\circ\text{C}$ ). При овим притисцима, специфична запремина водене паре је



веома велика ( $v_{\text{в.паре}} = 147 \text{ m}^3\text{kg}^{-1}$  на  $5^\circ\text{C}$ ), што доводи до потребе да компоненте система буду великих димензија, што у суштини чини да су овакви системи мало применљиви за мале снаге. Такође, системи литијум-бромид-вода су обично ограничени на примене у климатизацији због релативно високе тачке смрзавања расхладног средства (вода  $0^\circ\text{C}$ ) [7]. Амонијак-вода се користи као радна смеша у апсорпционим системима од 1800.-их и у последње време добија све већу пажњу због својих добрих еколошки карактеристика (GWP, ODP = 0; Global Warming Potential и Ozone Depletion Potential) [6]. Апсорпциони процес смеше амонијака и воде се разликује од оне код литијум-бромид-воде јер се у овој смеси радног флуида вода користи као апсорбент док амонијак испарава и делује као расхладно средство. Ниска тачка смрзавања амонијака ( $-77^\circ\text{C}$ ) омогућава ниске радне температуре система са применама и у грејању и у хлађењу [8]. Поред тога, висок радни притисак система амонијак-вода ( $p = 159,3 \text{ kPa}$ ,  $v = 0,85 \text{ m}^3\text{kg}^{-1}$  при  $x = 0,998$ ,  $q=1$ ,  $t = 5^\circ\text{C}$ ) омогућава да апсорпциони системи на бази ове радне смеше буду компактни у дизајну, да се могу користити за мобилне системе, као и за системе малог капацитета.

Међутим, употреба смеше амонијак-вода такође поставља низ изазова са аспекта дизајна. За разлику од система литијум-бромид-вода, у систему амонијак-вода апсорбент је вода која је испарљива и захтева употребу ректификатора за повећање концентрације расхладног средства (амонијака) које излази из генератора, односно десорбера [7]. Након изласка из ректификатора, пара расхладног средства још увек садржи мало апсорбујуће фракције (воде, обично  $< 1 \%$ ) која имплицира пораст температуре током испаравања, што негативно утиче на могуће температуре хлађења. Токсичност, расхладног флуида (амонијака) ограничава примену на добро проветрене просторије којима се може приступити ради повременог одржавања. На срећу, нивои амонијака од само 5 ppm [8] могу се открити мирисом, а цурења се могу открити и решити пре него што се концентрације приближе опасним нивоима дуготрајне изложености 300 ppm [8]. Додатне информације о безбедности расхладног средства су наведене у ANSI/ASHRAE стандарду 34 [9]. У погледу компатибилности материјала, показало се да у контакту са амонијак-водом алуминијум и бакар кородирају. Стога су материјали за амонијачне апсорпционе система углавном ограничени на угљеничне нерђајуће челике. Слика 1.8. је погодна за приказ рада једностепеног апсорпционог система амонијак-вода са ваздухом као извором/понором топлоте. У систему амонијак-вода који се овде разматра, концентровани раствор се дефинише као смеша амонијак-вода са високом



концентрацијом амонијака. Насупрот томе, разређену смешу карактерише ниска концентрација амонијака. Унос погонске топлоте у систем се примењује на смешу амонијак - воде под високим притиском у десорберу. Првенствено испарава амонијак, заједно са малом фракцијом воде и излази из десорбера. Ова пара струји до ректификатора где јој се уклања део топлоте помоћу концентроване смеше који излази из апсорбера и при томе се из амонијачне паре одстрањује - кондензује део воде. Пара расхладног флуида односно амонијака која излази из ректификатора је скоро у потпуности чист амонијак са концентрацијом  $> 99 \%$ . Слаби раствор који излази из десорбера се рекуперативно хлади концентрованим раствором у измењивачу топлоте (нпр. економајзер) узводно од апсорбера. Пара расхладног средства излази из ректификатора и струји у кондензатор у коме се топлота ослобађа у спољашњу средину.

За систем апсорпције у режиму грејања, топлота ослобођена у кондензатору и апсорберу би била примарни излаз из система. Расхладни флуид струји кроз потхлађивач расхладног флуида (предхладњак) како би се смањила његова енталпија, чиме се смањује пораст ентропије услед проласка кроз пригушни вентил и самим тим повећава укупни капацитет хлађења система. Експанциони вентил обара притисак расхладног флуида пре него што уђе у испаривач. У систему који је приказан на слици 1.8 топлота се преноси на расхладни флуид из околног ваздуха помоћу измењивача топлоте. Расхладни флуид који излази из испаривача се предгрева у потхлађивачу расхладног флуида из кондензатора, пре него што уђе у апсорбер. Апсорбер меша расхладни флуид и разблажену смешу те хлади резултујућу струју концентроване смеше до потхлађеног течног стања. Укупна добијена топлота из система је комбинација топлоте апсорпције, уклоњене топлоте у кондензатору да би се постигло засићено течно стање и топлоте која је одведена да би се смеша довела у потхлађено стање. У систему који се овде разматра, топлота се преноси директно на амбијентални ваздух путем принудне конвекције. Концентрована смеша који излази из апсорбера струји кроз пумпу, да би јој се повећао притисак пре него што прими топлоту у ректификатору и измењивачу топлоте као припреми за десорпцију у генератору. Да би се циклус завршио, у концентровану смешу се улива рецикулација (углавном апсорбент са минималним примесима расхладног флуида) из ректификатора на улазу у десорбер.



### 1.2.3. Апсорпциони системи са ваздушним извором/понором топлоте

Постоје три локације у апсорпционом циклусу где се је могуће извршити спрегу са спољашњим ваздухом који се обично користи за пренос топлоте, то су: испаривач (топлота се одузима из ваздуха), апсорбер и кондензатор (топлота се предаје ваздуху). За примену у климатизацији, користи се развод течности са прикључком на испаривач да би се одузела топлота из ваздуха која се касније испоручује у жељени простор. Пошто се овај развод за радни флуид налази у насељеном стамбеном или пословном простору, пожељније је да то буде развод воде у односу на развод који би користио потенцијално корозивне или опасне расхладне флуиде кроз ове просторе. За одузимање топлоте из апсорбера и кондензатора, може се користити међу-фаза апсорпционог циклуса када радни флуид изађе из пумпе јер је одговарајућег температурног нивоа - потенцијала да одузме топлоту из тих компоненти.

Ако би се додавали додатни циркулациони кругови, они би захтевали додатну пумпу и резервоар течности. Апсорпциони циклуси који користе ове додатне периферне кругове за одузимање/предају топлоте се називају индиректни или хидронски апсорпциони системи. Индиректно спрезање са ваздушним кругом омогућава употребу некорозивног секундарног флуида или смеше која уклања ограничења у погледу дизајна измењивача топлоте спојеног на ваздух и његових габарита. Свакако, додатни циркулациони кругови имају и своје нежељене ефекте, као што су повећање укупне запремине система, тежине и сложености система. Ти додатни делови система захтевају додатну количину електричне енергије за рад пумпе секундарног флуида што такође у мањој мери смањује укупни COP циклуса, и дешава се да је електрична енергија теже доступна у неким срединама од топлотне енергије из примарних извора енергије. Директно ваздушно хлађење смањује укупан број компоненти у циклусу и елиминише потребу за додатним секундарним циркулационим кругом. Таква компактнија решења смањењују величину и тежину система што побољшава применљивост и повећава мобилност која је пресудна за мале комерцијалне апсорпционе системе.

Директно ваздушно хлађени апсорбери представљају низ дизајнерских изазова. У поређењу са апсорпционим системима који користе расхладне торњеве где је пресудан параметар - температура влажног термометра за одвијање процеса хлађења, системи са директним хлађењем сувим ваздухом захтевају више радне температуре апсорбера због





лошијих својстава ваздуха у погледу преноса топлоте. Веће радне температуре у апсорберу, у таквим системима, захтевају веће концентрације смеше, што повећава вероватноћу таложења соли у систему, најчешће код циклуса литијум-бромид-вода.

Са аспекта компатибилности материјала код система на бази амонијак-вода онемогућена је употреба бакра и алуминијума јер амонијак кородира те материјале. Корозија узрокована амонијаком, ограничава произвођаче топлотних пумпи на велике измењиваче топлоте са округлим цевима од угљеничног челика са равним ребрима због једноставности израде, уместо да измењивачи имају компактне геометрије са ламелама, као код алуминијумских измењивача. Конвенционални измењивачи топлоте са округлим цевима обично имају веће топлотне отпоре са стране омотача цеви, јер се услед оребрења јављају додатни отпори струјању флуида.

Показало се да мини или микро канални измењивачи топлоте ефикасно преносе топлоту у компактној запремини са високим коефицијентима преноса топлоте и са високим односом површине и запремине. Микро пролази се примењују у измењивачима топлоте са попречним струјањем ваздуха коришћењем екструдираних правоугаоних цеви са више отвора и ламеларно залемљених ребара. Пошто системи амонијак-вода захтевају челичне компоненте које због тврдоће материјала нису погодне за екстудирање они не могу бити компактније израде.

У свету постоји потреба за технологијом која ће омогућити израду компактних измењивача топлоте са ваздухом, који би били компатибилни са амонијачним системима мањих капацитета.

### **1.3. Циљ рада**

Овај рад има за циљ да се експерименталним и нумеричким путем истражи утицај замене извора енергије на рад АТП. Полазна идеја је да се уместо гаса у горионику сагорева биомаса – пелет и да се врелим продуктима сагоревања загрева ваздух из околине у ГВВ, а који ће се у десорберу АТП користити као грејни флуид. Поред разматрања преноса топлоте и масе у генератору са ложиштем на пелет, задатак је да се истражити утицај стања врелог ваздуха на улазу у десорбер на ефикасност рада топлотне пумпе амонијак-вода и да се утврди зависност ефикасности разматраног система од температуре ваздуха на улазу у десорбер АТП, односно од снаге горионика ГВВ.



Да би се остварио овај циљ неопходно је најпре израдити ГВВ са ложиштем на биомасу (пелет) и спрегнути га са АТП.

Експериментална и нумеричка истраживања би се реализовала најпре на самом ГВВ - случај кад ГВВ није спрегнут са АТП, а затим и за случај континуалног рада ГВВ са АТП. Циљ је да се формира база података термо-струјних величина на основу мерења на ГВВ и самој АТП која ће се користити за утврђивање зависности температуре на излазу од ГВВ од снаге горионика, односно за будућа истраживања.

Такође, један од циљева рада је да се развије нумерички модел за предвиђање одзива ваздушног генератора са ложиштем на биомасу у погледу величина које карактеришу струјање загрејаног ваздуха на излазу из ГВВ, да се верификација модела изврши поређењем са резултатима мерења на ГВВ и да се добијени резултати искористе за енергетско билансирање и прорачун коефицијента грејања/хлађења ваздушне једностепене апсорпционе топлотне пумпе амонијак-вода.

#### **1.4. Структура рада**

Ова теза је организована у неколико поглавља на следећи начин:

У првом поглављу дат је историјски развој топлотних пумпи са основним приказом проблематике погона АТП ваздушним генератором са ложиштем на биомасу.

Друго поглавље се бави литературним прегледом у области. Најпре је дат приказ апсорпционих системима са ваздушном спрегом и погоном на биомасу, затим, су представљени технолошки изазови у развоју, типови дизајна и тренутно стање у области АТП са погоном на биомасу.

У трећем поглављу најпре су дате основне карактеристике АТП са ГВВ који су коришћени за истраживање у овој дисертацији, дате су законске регулативе за испитивање котлова на пелет и описан је експериментални штанд који је формиран у Лабораторији за термотехнику на Машинском факултету у Нишу. Приказан је план експерименталног истраживања са детаљним описом мерења и мерно-аквизиционе опреме која ће се користити за мерења. На крају поглавља дати су резултати мерења температуре на одабраним локацијама, брзине, протока врелог ваздуха из генератора, и извршена је анализа резултата мерења, као и оцена мерне несигурности.



У четвртом поглављу најпре је приказан план нумеричког експеримента са опсезима промене величина од интереса. Формиран је одговарајући математички модел са условима једнозначности, укратко је приказан поступак дискретизације, затим је приказан поступак избора нумеричке мреже и приказане су основне поставке коришћених софтвера. Дати су резултати нумеричких симулација и извршена је анализа резултата. Приказана су брзинска поља и температурска поља за ваздух који струји око снопова измењивачких цеви у омотачу ГВВ, као и поља брзине и и температурска поља за продукте сагоревања који струје кроз измењивачке цеви за већи број изабраних нумеричких симулација. Затим је извршена валидација нумеричког експеримента поређењем резултата нумеричких симулација са резултатима реалних мерења за изабране локације унутар ГВВ. На основу приказаних резултата је закључено да је остварено задовољавајуће слагање између прорачунатих и измерених вредности и да се нумерички експеримент може са успехом користити за предикцију одзива ГВВ.

У петом поглављу су приказани уопштени резултати истраживања у овој дисертацији са одговарајућим анализама. Приказана је потрошња пелета у зависности од снаге горионика, као и зависност температуре ваздуха на излазу из ГВВ од снаге горионика и протока ваздуха. Указано је на могућност успостављања једноставне линеарне зависност температуре гасова на датој локацији унутар ГВВ од снаге горионика, како за смешу продуката сагоревања, тако и за ваздух. На основу обављених нумеричких истраживања одређени су одзиви ГВВ у погледу средње температуре и средње брзине струјања ваздуха на излазу из ГВВ. Приказана су одговарајућа брзинска и температурска поља у одабраним равнима. Приказано је температурско поље омотача - зидова оребрених цеви снопа. Извршено је поређење резултата нумеричких симулација са резултатима мерења температуре ваздуха у ГВВ, са анализом одступања.

Формирани су дијаграми протока енергије за одабране стационарне режиме рада АТП. Дата је зависност промене пада температуре ваздуха у десорберу и COP од масеног протока ваздуха кроз десорбер. На крају је приказна зависност коефицијента грејања/хлађења од температуре ваздуха на излазу из ГВВ, односно од снаге горионика.

У шестом поглављу си изнети закључци до којих је аутор дошао на основу спроведеног истраживања и указано је на могуће даље правце истраживања.



## 2. ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ

Преглед литературе која се односи на истраживања слична постављеним истраживањима у овој дисертацији груписан је у две категорије и представљен у овом поглављу: испитивања апсорпције на нивоу система са нагласком на системе спрегнутих са ваздухом и испитивања на нивоу компоненти десорбера, апсорбера и кондензатора за употребу у АТП.

Према Кјото-протоколу за све државе потписнице, просечно смањење емисије  $\text{CO}_2$  до 2012. је требало да буде 4.2%. У међувремену је ова вредност повећана на преко 20%, у односу на 1990. - ту годину [10]. Главни потрошач енергије у Европи је стамбени сектор, те је могуће значајно смањити потрошњу енергије помоћу топлотних пумпи и „слободне“ енергије из ваздуха, земље и подземних вода.

Са топлотним пумпама је могуће и хлађење, које постаје све важније због промене архитектуре, растућих температура и потреба за комфором. У случају топлотних пумпи на електрични погон, производња електричне енергије је сектор у коме настају емисије  $\text{CO}_2$ . У случају АТП покретач процеса је топлота, а ако ова топлота долази из биомасе, онда АТП постају скоро  $\text{CO}_2$  неутралне. АТП са "природним" расхладним флуидима, као што је амонијак-вода, су еколошки прихватљиве алтернативе уобичајеним компресорским топлотним пумпама са фреонима, чија ће даља употреба бити ограничавана.

### 2.1. Технолошка достигнућа у апсорпционим системима

За разлику од великих апсорпционих система ( $> 100 \text{ kW}$ ), системи малог капацитета су ретки и тешко се налазе. Главни разлози су релативно ниска ефикасност, проблеми са контролом апсорпционог процеса и високи инвестициони – развојни трошкови, али у последњих неколико година се све више истраживачки пројекти широм света баве малим системима. Што се тиче испитиваних радних флуида, јасно се може видети да је фокус стављен на еколошки прихватљив радни пар амонијак-вода за апликације са температурама испаравања испод  $0^\circ\text{C}$  и литијум-бромид-вода за примену у климатизацији.

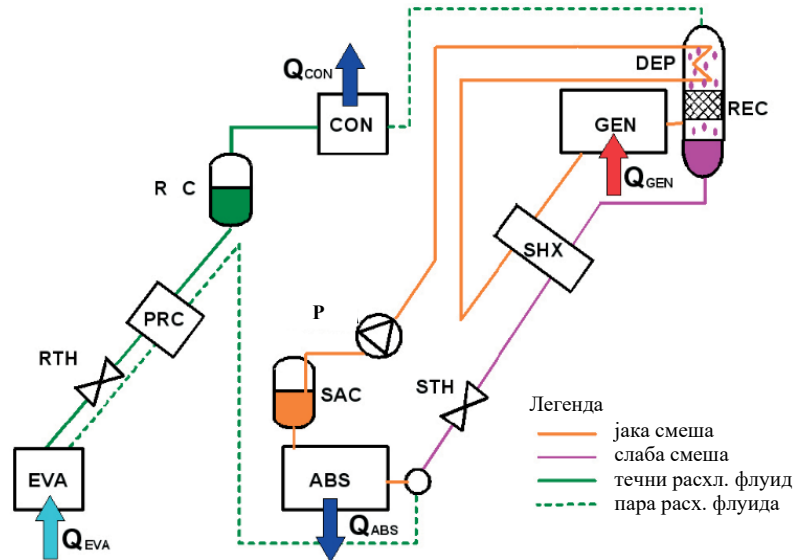


Moser et al. [11] у свом истраживачком пројекту BioAWP су циљано развијали високоефикасну апсорпциону топлотну пумпу (слика 2.1) за средње капацитете (15 kW), покретану на биомасу – пелет, која би се примењивала у стамбеном сектору. Она користи енергију тла као извор/понор топлоте за нискотемпературни систем грејања или хлађења са додатном производњом санитарне топле воде. Као погонску топлоту у генератору - десорберу апсорпциона топлотна пумпа користи модификован котао на биомасу – пелет са пропилен-гликолом који има функцију радног флуида.

У зависности од температурног нивоа извора топлоте (испаривача) те понора топлоте (кондензатор и апсорбер), температура постигнута у генератору потребна за погон апсорпционе топлотне пумпе се креће између 80 и 150°C. Пошто извори топлоте могу бити различити по својој природи, генератор испитиване апсорпционе топлотне пумпе се покреће индиректно, што значи да се погонска топлота доводи топлотној пумпи преко медијума за пренос топлоте. Систем је тестиран за погонске температуре до 180°C у генератору АТП. Коришћењем термо уља - пропилен као носиоца топлоте котао може да ради на атмосферском притиску. Пошто се користио комерцијални котао на биомасу могућности да се он модификује су биле ограничене. Да би се биомаса искористила као погонски извор топлоте за АТП, стандардни „KWB - Kraft und Wärme aus Biomasse GmbH“ котао на пелет је био модификован (слика 2.2), а пропилен-гликол је коришћен као медијум за пренос топлоте од котла до топлотне пумпе како би систем био на атмосферском притиску, јер да се користила само вода евентуално формирање паре би повећало притисак знатно изнад максимално дозвољеног радног притиска.

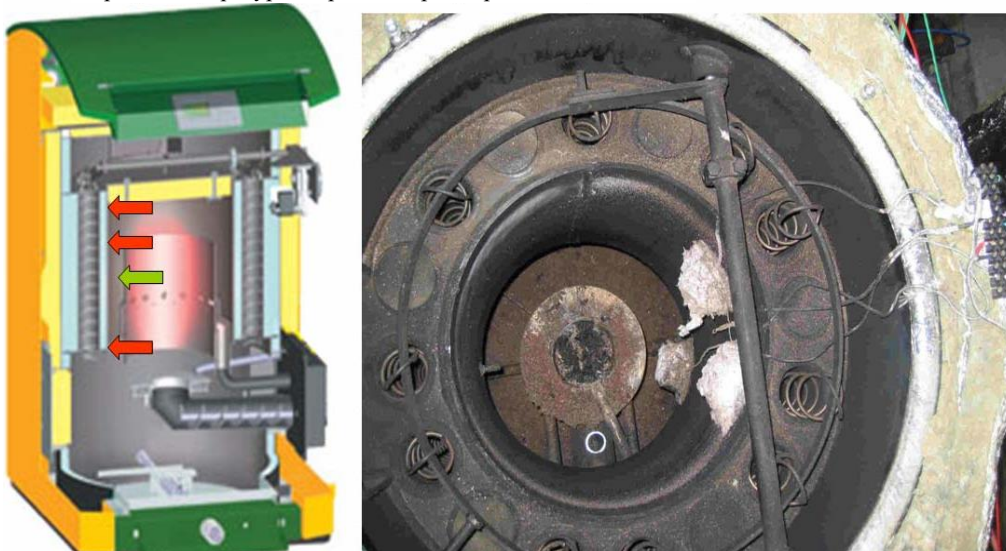
Основа израде АТП била је гасна једностепена АТП коју је развио DLR - Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt e.V. [12], коју је даље развила компанија Heliotherm Wärmepumpentechnik GmbH. АТП коју је могуће подешавати по капацитету се састоји од једноступеног процеса (слика 2.3), укључујући измењивач топлоте смеше и расхладног средства. Коришћени су стандардни - тржишни плочасти измењивачи топлоте и стандардне компоненте система – укључујући апсорбер и генератор. Ови плочасти измењивачи топлоте имају велике површине за пренос топлоте, компактни су и у њима се могу постићи мале температурне разлике. Поред тога, плочасти измењивачи топлоте значајно смањују трошкове формирања система јер не захтевају велике модификације у односу на друге који се наменски праве. За пречишћавање расхладног

средства развијена је ректификациона колона са дефлегматором. Течна фаза у колони настаје у плочастом измењивачу топлоте који се хлади богатим раствором (дефлегматор).



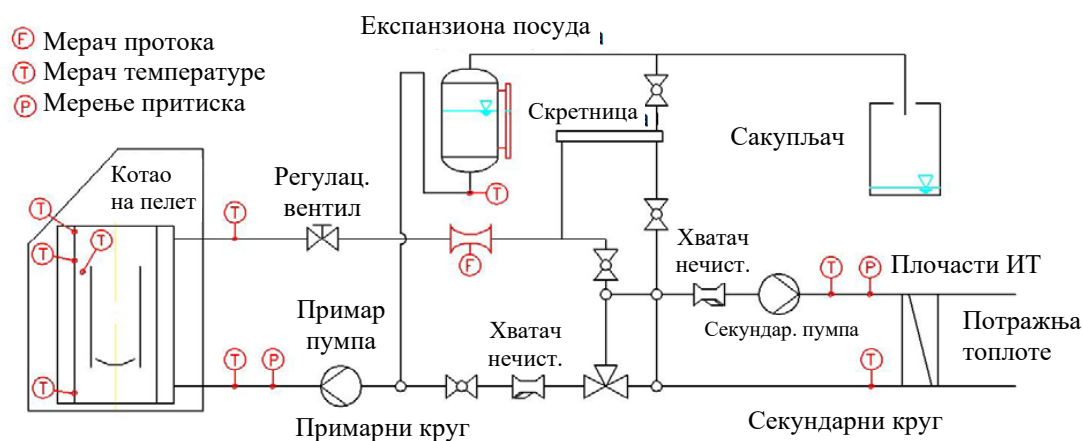
Слика 2.1. Шема једноступеног АТП система BioAWP

- ← Мерна места температуре зида котла – топлотно изолован
  - ← Мерно место температуре ложишта - без изолације
- Мерење температуре извршено термопаровима - тип К



Слика 2.2. Модификовани котлао на биомасу као генератор топлоте у десорберу АТП

Почевши од апсорбера (ABS), јака смеша струји кроз акумулатор смеше (SAC) до пумпе смеше (слика 2.1), где се притисак повећава до своје максималне вредности у датом циклусу. Даље, јаки раствор струји у дефлегматор (DEP) где се загрева одузимањем топлоте од расхладног флуида на врху ректификатора (REC), а затим даље иде у измењивач топлоте смеше (SHX) где се загрева и вероватно делимично испарава одузимањем топлоте од слабе смеше пре него што уђе у генератор (GEN). У генератору, јак раствор већим делом испарава помоћу извора топлоте високе температуре ( $Q_{GEN}$ ). У овом случају је то радни медијум из котла на биомасу – прополен-гликол.

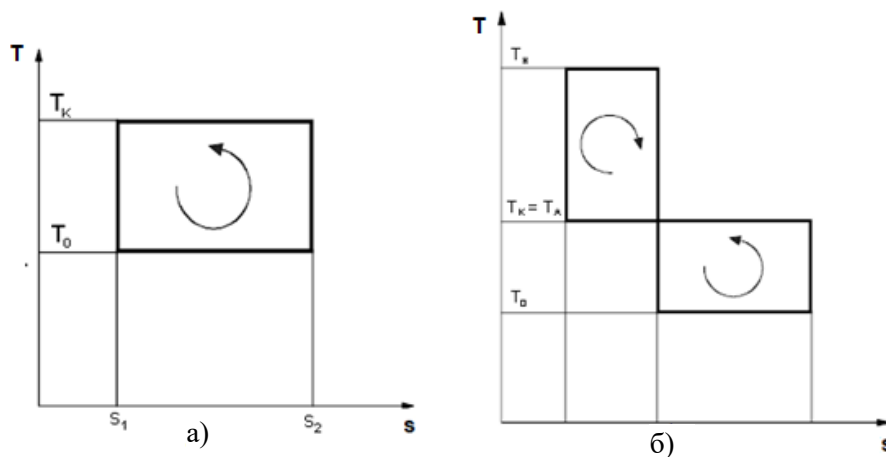


Слика 2.3. Принципијелна шема примарног и секундарног котловског круга апсорционог једноступеног система на биомасу као генератора топлоте у десорберу АТП - BioAWP

Двофазна струја напушта генератор и струји у ректификатор, где се раздваја на течну фазу (слаба смеша) и парну фазу (расхладни флуид). Слаб раствор струји кроз измењивач топлоте смеше (SHX) преко пригушнице (STH) где му се смањује притисак и даље струји до апсорбера.

У ректификатору, пара расхладног средства струји навише у супротном смеру од струје јаке смеше, кроз постављене ламеле измењивача, где се кондензује до течне фракције (кондензовани расхладни флуид). У ламелама ректификатора, пара и течна фаза су у непосредном контакту како би се омогућио пренос топлоте и масе. Пара која напушта ламеле ректификатора струји у дефлегматор (DEP) где се делимично кондензује. Кондензат (вода) се слива назад у дно ректификатора, а пречишћена пара расхладног флуида струји у кондензатор (CON) где се потпуно кондензује расхладном

водом ( $Q_{CON}$ ). Након кондензатора, расхладно средство струји кроз акумулатор расхладног средства (RC) до предхладњака кондензата (PRC), где се хлади расхладним средством које излази из испаривача. Након предхладњака, расхладно средство се шири кроз пригушницу расхладног флуида (RTH) до ниског притиска где се јавља двофазно струјање и тако наставља даље у испаривач. Примајући топлоту од нискотемпературног извора топлоте ( $Q_{EVA}$ ), расхладно средство већим делом испарава и струји у предхладњак кондензата (PRC), где расхладни флуид даље испарава или се прегрева. Из предхладњака кондензата, расхладно средство иде до улаза апсорбера где се меша са slabим раствором и тако новонастала смеша струји кроз апсорбер где се расхладно средство апсорбује са водом и топлота предаје води за хлађење, где се формира јака смеша ( $Q_{ABS}$ ). На слици 2.4 приказани су ( $T,s$ ) дијаграми за компресиони циклус и апсорпциони једностепени циклус на биомасу као извор енергије.



Слика 2.4. а) Компресиони циклус, б) Апсорпциони једностепени циклус на биомасу као генератор топлоте у десорберу АТП, BioAWP

Један од циљева током развоја ове апсорпционе топлотне пумпе био је смањење тржишне цене система, коришћењем стандардних компоненти доступних на тржишту. На почетку пројекта фокус је био на реализацији измењивача “Generator Absorber Heat Exchanger” (GAX), како би се остварила већа ефикасност у поређењу са нпр. једнофазним процесом. Међутим, истраживања су показала да је употреба плочастих измењивача топлоте у оквиру GAX процеса ограничена услед потешкоћа реализације измењивача двофазне двокомпонентне смеше. Због тога је реализован једностепени процес, при чему су за све измењиваче топлоте коришћени стандардни плочасти





измењивачи топлоте. Прототип АТП је тестиран, оптимизован и прикључен на котло на pellet. Резултати тестова су показали исправну функцију система у стабилном стању, као и задовољавајућу ефикасност.

За коришћење тла као извора/понора топлоте развијана је CO<sub>2</sub>-сонда. Да би CO<sub>2</sub>-сонда радила као хладњак – тј. за режим хлађења – CO<sub>2</sub> мора бити у течном стању са принудном циркулацијом помоћу специјалних пумпи. Спроведена симулација и експерименти су показали да су релативно високи трошкови за остваривање неопходних протока CO<sub>2</sub>, односно за рад циркулационих пумпи.

Коришћењем софтверског програма EES [11] у истраживачке сврхе решаван је постављени математички модел АТП у циљу проучавања ефеката понашања њених компоненти. Изведени су теоријски прорачуни и урађено је поређење прорачуна са експерименталним резултатима. Модел решава енергетске и масене билансе амонијака у свим компонентама система. Разматране су ефикасности измењивача топлоте и израчунат је утицај процеса ректификације на капацитет дефлегмације коришћењем теорије плоча.

Брзине гасне и течне фазе у плочастом измењивачу топлоте сведене су на бездимензионе величине ради лакшег приказа струјног утицаја у преносу топлоте:

$$U_l^* = \frac{U_l \rho_l^{1/2}}{[g dh (\rho_l - \rho_g)]^{1/2}} \quad (1.1)$$

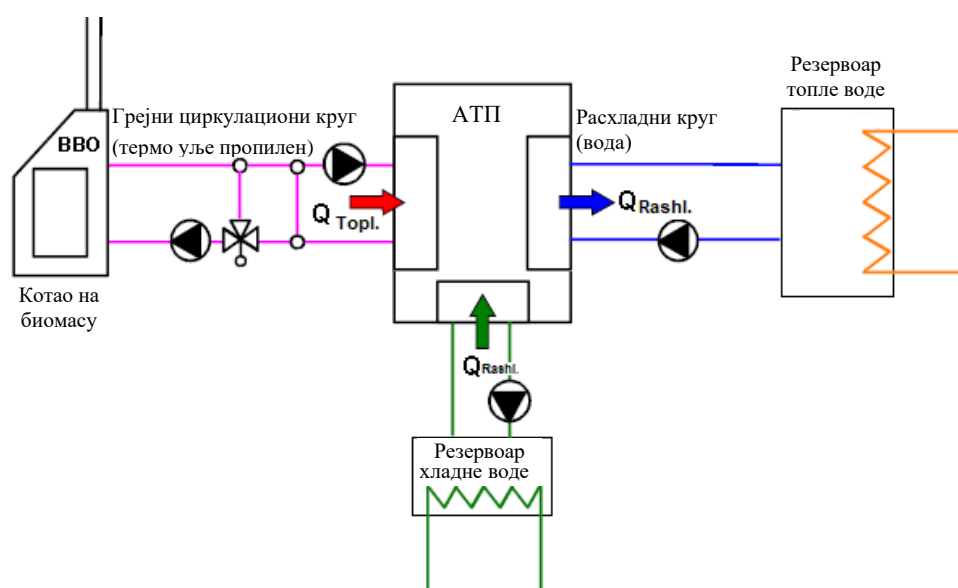
$$U_g^* = \frac{U_g \rho_g^{1/2}}{[g dh (\rho_l - \rho_g)]^{1/2}} \quad (1.2)$$

где су:

- $U_l^*$  - бездимензиона брзина течне фазе у плочастом измењивачу топлоте АТП система,
- $U_g^*$  - бездимензиона брзина гаса у плочастом измењивачу топлоте АТП система,
- $U_g$  - брзина гаса кроз плочасти измењивач топлоте,
- $U_l$  - брзина течне фазе кроз плочасти измењивач топлоте,
- $\rho_l$  - густина течне фазе,

- $\rho_g$  - густина гаса,
- $g$  - убрзање земљине теже,
- $dh$  - хидраулички пречник.

Падови притиска у компонентама и цевима су занемарени. Конструисан је прототип јединице АТП, опремљен мерном инструментацијом и тестиран у различитим условима рада (слике 2.3, 2.5 и 2.6).



Слика 2.5. Принципијелна шема апсорпционог једностапеног циклуса на биомасу као генератор топлоте у десорберу АТП - BioAWP

Котао на биомасу је тестиран на различитим радним режимима како би се утврдила максимална температура радног флуида, капацитет и ефикасност котла. Резултати показују да ефикасност котла на пелет опада приближно линеарно са повећањем излазне температуре радног флуида из котла, тј. погонске температуре генератора. Током стабилног рада при пуном оптерећењу ефикасност је била око 92 % на 100°C, али је пала на око 80 % на 180°C. Након успешних самосталних тестова котла на биомасу и АТП, подсистеми су спојени за заједничко испитивање. Током тестова нису примећени никакви проблеми или ограничења због спајања компоненти, као ни проблеми са контролом система.

У раду су добијени коефицијенти грејања  $COP_H$  и хлађења  $COP_C$  за апсорпциону топлотну пумпу у функцији прираштаја температуре  $\Delta T_{Lift}$ , у односу на резултате

експеримента при оптерећењу генератора од 10 kW (пуно оптерећење) и 5 kW (делимично оптерећење).  $COP_H$  и  $COP_C$  се израчунавају коришћењем једначина:

$$\Delta T_{Lift} = T_{sr.ABS} - T_{sr.EVA} \quad (1.3)$$

$$COP_C = \frac{Q_{EVA}}{Q_{GEN}} \quad (1.4)$$

$$COP_H = \frac{Q_{ABS} + Q_{CON}}{Q_{GEN}} \quad (1.5)$$

$COP_H$  према математичком моделу варира приближно линеарно од 1.75 до 1.4 за пораст температуре од 10 до 50 K. Експериментални резултати показују сличну корелацију, али приближно 7 до 10 % испод резултата математичког модела за  $COP_H$ .



Слика 2.6. Прототип једностепене амонијачне апсорпционе топлотне пумпе BioAWP [11]

Чини се да је главни разлог за разлику између модела и експеримената температурна разлика између јаке смеше на излазу из апсорбера и воде за хлађење, која је већа од очекиване и вероватно је узрокована неуједначеном дистрибуцијом протока у



измењивачу топлоте. Радиће се даља оптимизација како би се експериментални резултати приближили израчунатим вредностима.

У закључку Rieberera [11] стоји да је употребом АТП могуће смањити потрошњу енергије за грејање искоришћењем „слободне“ енергије из нискотемпературних околних извора и применити хлађење коришћењем топлоте, нпр. из обновљивих извора енергије. Такође у закључку стоји да тренутно реализација ове CO<sub>2</sub> технологије сонди није реална и конкурентна на тржишту. Као алтернатива за CO<sub>2</sub> сонде предложен је систем са хоризонталним CO<sub>2</sub> колекторима који се не би постављали по дубини већ по хоризонталној површини.

Концепт пројекта BioAWP за грејање, хлађење и припрему топле воде је даље истражен за различите примене и упоређен са алтернативним технологијама.

Може се закључити да је концепт BioAWP за режим грејања и хлађења конкурентан алтернативним технологијама. Са еколошке тачке гледишта, BioAWP концепт нуди ниске емисије CO<sub>2</sub> и има предности у режиму грејања и хлађења у поређењу са компресорским топлотним пумпама.

Свакако, до сада прикупљени резултати Rieberera и осталих, обећавају да коришћењем биомасе из обновљивих извора енергије са апсорпционом технологијом се може постићи еколошко и економско грејање и хлађење.

У случају АТП малог капацитета за потребе грејања и хлађења, температура испаравања може да падне испод 0°C током зиме, и зато се као радни флуид мора користити амонијак-вода. Док је прираштај температуре  $\Delta T_{\text{Lift}}$  (представља температурну разлика између нискотемпературног извора топлоте и топлотног понора средње температуре из апсорбера) мали за типичну примену у хлађењу у стамбеним објектима (нпр. 20 K), може се повећати до 50 K или више за грејање и/или хлађење.

Са растућом потражњом за ефикасним и компактним топлотним пумпама које су независне од електричне инфраструктуре потребне за средње потрошачке системе, истраживачи су развили системе за апсорпцију које покреће соларна енергија [14, 15, 16], природни гас [13, 16, 17, 18, 19, 20, 21], микро гасне турбине [21] и издувни гасови дизел мотора [22] итд. Истраживања на нивоу система која су овде прегледана укључују индиректно хлађење апсорбера/кондензатора кроз хидро блок [18, 19, 22] и



директно хлађење ваздухом [16, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27]. Индиректно хлађени системи обично показују нижу ефикасност у поређењу са еквивалентним директно хлађеним системом због додатне температурне разлике коју уноси међутечност између радног флуида и хладњака, као и због паразитске снаге коју захтева пумпа за хидраулични флуид.

Све студије апсорпције на нивоу система које су разматране користиле су конвенционалне измењиваче топлоте са сноповима цеви са равним ребрима за одвођење топлоте у околину. У многим случајевима, конвенционални измењивачи топлоте са ваздухом као радним флуидом чине велики део укупне величине система. Потребна су истраживања да би се развили нови компактни измењивачи топлоте за рад са бинарним смешама које као извор или понор топлоте имају ваздух. Смањена величина и тежина система као резултат иновативног дизајна компоненти могу побољшати одрживост АТП. Списак студија топлотних пумпи на нивоу система које су разматране је дат у табели 2.1.

### **2.1.1. Радни медијуми у апсорпционим топлотним пумпама**

Уз повећану забринутост за животну средину и владине прописе, важно је идентификовати радне флуиде које испуњавају будуће потребе за одрживим радом.

Calm [2] је представио стање технике у области расхладних средстава на основу историјског прегледа литературе и погледа због заштите животне средине. Преглед је окарактерисао генерацијски напредак расхладних средстава од "шта год да ради" до расхладних средстава намењених за безбедност и поузданост, формирање озона и - недавно - глобално загревање. Calm напомиње да је обновљено интересовање за амонијак као природно расхладно средство да би се испунили нови прописи о ниском GWP-у. Амонијак је описан као одрживи расхладни медиум у индустријским и комерцијалним системима за хлађење, упркос његовој запаљивости. Calm појашњава да не постоји идеално расхладно средство и да се при одабиру одговарајућег флуида морају узети у обзир сва еколошка питања заједно [2]. Неопходно је сагледати предности и недостатке апсорпционих система са амонијак-водом у поређењу са другим паровима радних флуида.



Табела 2.1. Преглед разматраних истраживања система АТП [17]

Аутор, год.	Тип истраживања	Погонска енергија	Снага система (kW) Радни мод	Радни флуиди	Абсорбер/ Кондензат. спајање	Метод хлађења
Lazzarin et al. (1996)	Експеримент	GAX Прир. гас	10.5-17.5 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно	Вазд. у унакрсном току. преко оребр. кружних цеви
De Francisco et al. (2002)		Једно-степ. Соларна ен.	2 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно	Вазд. у природној конв. преко оребрених кружних цеви
Horuz and Callander (2004)		GAX Прир. гас	10.00 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно	Вазд. у унакрсном току преко оребрених кружних цеви
Izquierdo et al. (2008)		Једно-степ. Врело уље	4.5 Хлађење	LiBr-H <sub>2</sub> O	Индијектно	Вода у супротном смер. току пумпана до кр. равних оребр. намот.
Llamas-Guillén et al. (2014)		Једно-степ. Врело уље	4.5 Хлађење	NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub>	Директно	Падајући филм унутар верт. цеви
Jiang and Garimella (2001)	Моделирање	Компресор	10.55 Греј. и хлађ.	R-22	Индијектно	Вода у микроканалима, пумпана до равних цеви оребрених намотаја
Velázquez and Best (2002)		GAX Соларна ен.	10.55 Греј. и хлађ.	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно	Вазд. у унакрсном току оребрених цеви
Chua et al. (2002)		GAX Прир. гас	6.18 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно/ Индијектно	Вазд. у унакрсном току унутар цеви (смеша или Вода у цевима)
Wang et al. (2007)		Једно-степ. Прир. гас	16 Хлађење	LiBr-H <sub>2</sub> O	Директно	Струјање преко снопа (мешање) струјања са оребреним цевима
Kim and Ferreira (2009)		Соларна ен.	12.8 Хлађење	LiBr-H <sub>2</sub> O	Директно/ Индијектно	Пад. филм на плочу сноп. ц. вазд. у унакрсном стр. преко оребр. цеви
Keinath et al. (2012)		Једно-степ.	2 Греј. и хлађ.	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Индијектно	Вода у микроканал. пумпана до ваздухом хлађ. измењивача
Moya et al. (2011)	Експеримент и моделирање	Једно-степ. Микро турб.	17 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Индијектно	Вода у супр. смер. стр. пумпана до круж равних оребрених намотаја

Srikhirin et al. [8] су представили стање технике у апсорпционим расхладним технологијама. Они су коментарисали широку примену мешавине амонијак-вода у апсорпционим системима, наводећи високу латентну топлоту испаравања и ниску тачку смрзавања амонијака (-77°C), низак утицај на животну средину овог пара радног флуида и ниску цену оба медијума. Такође су споменули изазове повезане са амонијак-водом, укључујући висок притисак у систему, неопходност исправљача-ректификатора за постизање прихватљиве чистоће расхладног средства, токсичност и корозију у легурама бабра.

Најчешћа алтернатива мешавни амонијак-вода је мешавина литијум-бромид-вода. Недостаци система литијум-бромид-вода су: висока тачка смрзавања воде (0°C), радни притисак система у близини вакума, ризик од кристализације при високим концентрацијама и висока цена апсорбента. Они су идентификовали апсорбер као „најкритичнију компоненту сваког апсорпционог расхладног система“ [8]. Циклуси који се разматрају у наведеној литератури обухватају једностепене, вишестепене, GAX, дифузионе и комбиноване системе за апсорпцију и хлађење.



### 2.1.2. Комерцијална имплементација апсорпционих топлотних пумпи

Кроз преглед литературе о сорпционој топлотној пумпи и технологијама хлађења, Ziegler [6] је идентификовао препреке за апсорпционе системе да буду конкурентни постојећој технологији топлотних пумпи. Упркос предностима апсорпционих система због ниске буке и вибрација и могућности коришћења отпадне топлоте, он је идентификовао велики отисак, тежину и капиталне трошкове таквих система као препреке широкој примени. Ziegler је такође приметио да системи морају бити подложни масовној производњи за употребу у малим постројењима. Преглед литературе указује да сорпциони системи, посебно они са амонијак-водом и литијум-бромид-водом имају највеће потенцијале за примену у комерцијалној климатизацији [5]. Највећа потреба за климатизацијом се јавља у најтоплијем делу дана када одавање топлоте у топли спољни ваздух представља изазов. Ова студија истражује перформансе АТП на екстремним температурама околине.

Системи за апсорпцију амонијак-вода су се деценијама показали као поуздани и погодни за широку примену. Lazzarin et al. [17] су извршили анализу података о одржавању, прикупљених током првих 10 година рада комерцијално доступних расхладних уређаја за апсорпцију са радним флуидом амонијак-вода. Процењени капацитети хлађења расхладних уређаја били су између 10.5 и 17.5 kW. Топлотне пумпе су укључивале конвенционални измењивач са оребреним цевима који се користи током кондензације и апсорпције. Процес апсорпције одвијао се у две различите компоненте, у апсорберу који је хлађен раствором и у апсорберу који је хлађен ваздухом. Стопа квара топлотне пумпе у првих неколико година рада је генерално била висока, али је квар обично био мањи. Најчешћи кварови били су они који се односе на десорбер и пумпу за раствор. Примећено је да апсорпциони расхладни уређаји показују „значајну поузданост“ и ниједан квар није проузроковао било какве повреде људи упркос употреби амонијака и воде као радног флуида [16].

Да би боље сагледали тренутно стање серијски произведених АТП, Horuz et al. [20] су проценили перформансе комерцијално доступног 10 kW GAX апсорпционог расхладног уређаја амонијак-вода. Алтернатива конвенционалном систему апсорпције амонијак-вода са једним дејством, GAX циклус не укључује измењивач топлоте смеше, а део топлоте уклоњен из апсорбера се преноси на десорбер. GAX систем обично дели



процес апсорпције између три компоненте у серији: апсорбер хлађен генератором (GAX), апсорбер хлађен раствором (SCA) и апсорбер хлађен ваздухом (ACA). Насупрот томе, у не GAX систему топлота се уклања из разблажене смеше у измењивачу топлоте раствора пре мешања са парама расхладног средства и подвргавања преносу топлоте и масе у апсорберу. Иако овај дизајн омогућава пренос масе у три различите компоненте, утврђено је у не GAX циклусу који се овде разматра да ће консолидовање мешања у апсорберу спојеном са ваздухом смањити укупну запремину система. Horuz et al. [20] су приметили да су ваздушно хлађени апсорбер и ваздушно хлађени кондензатор комбиновани у типичан унакрсни калем са округлим цевима и равним ребрима. Систем се приближно уклапао у коцку од једног метра у којој су три од четири стране биле састављене од комбинованог намотаја апсорбера и кондензатора.

Комерцијалне АТП су показале опадање перформанси са повећањем температуре околине. Izquierdo et al. [23] су истраживали перформансе комерцијално доступног 4.5 kW ваздушно хлађеног литијум-бромид-водом апсорпционог расхладног уређаја. Комбиновани апсорбер-кондензатор у систему се хлади водом која се пумпа у оребрени цевни измењивач са унакрсним протоком ваздуха. Са запремином од 0.61 m<sup>3</sup> и тежином од 240 kg систем је испоручивао хладну воду на температурама између 11°C и 25°C са просечним укупним COP од 0.37 током три дана евалуације. Са повећањем спољне температуре, температура испоручене охлађене воде је порасла, док су COP система и капацитет хлађења смањени. Спољна температура се кретала од 23°C до 41°C током експеримента. Укупан COP система могао би се повећати кроз елиминисање потрошње енергије помоћних компоненти, као што је пумпа за воду која се користи у индиректном хлађењу апсорбера-кондензатора.

### 2.1.3. Неконвенционалне апсорпционе топлотне пумпе

У покушајима да повећају ефикасност апсорпционих система, истраживачи су развили и проценили сложеније циклусе. Velázquez et al. [15] моделирали су ваздушно спојени GAX систем који користи соларну енергију и природни гас да обезбеди погонску топлоту. Експериментална валидација хибридног циклуса је неопходна. Анализа је предвидела COP хлађења од 0.86 са околним ваздухом на 40°C који се користи за одбацивање топлоте. GAX конфигурација и двоструки извори топлоте





резултирају сложенијим дизајном циклуса у поређењу са једностепеним системом. Систем је имао три фазе и у процесу апсорпције и у процесу десорпције. Повећана сложеност система ће вероватно повећати капиталне трошкове система, спречавајући широку примену.

Chua et al. [18] су развили термодинамички модел за једностепени GAX апсорпциони расхладни система на бази амонијак-вода са хлађењем од 6.2 kW. Топлота се директно примењује на систем при сагоревању природног гаса, а апсорбер се дели на унутрашњи рекуперативни део хлађен раствором и део хлађен ваздухом. Резултати моделирања ће вероватно одступити од емпиријских података јер су испаривач, предхладњак расхладног средства, апсорбер хлађен раствором и апсорбер хлађен ваздухом третирани као компоненте са сталним притиском. Реално, пад притиска је неизбежан у измењивачима топлоте и масе и смањиће ефикасност топлотне пумпе. Изградња система и евалуација били би корисни у утврђивању и валидацији ових претпоставки.

Kim et al. [16] развили су компјутерски модел за симулацију перформанси ваздушно хлађеног литијум-бромид-вода апсорпционог расхладног уређаја са ниским погонским температурама до (90°C). Студија је укључивала моделирање на нивоу циклуса и компоненти. Овај неконвенционални систем са три притиска је изабран због његове релативно ниске концентрације литијум-бромида (44.5% до 57.4% укупне тежине) и смањеног ризика од кристализације у компонентама спојеним са ваздухом. Компоненте са ваздушним хлађењем које су моделиране укључују апсорбер ниског притиска са падајућим филмом са равном плочом, апсорбер високог притиска са оребреним цевима и кондензатор. Kim et al. су упоредили перформансе система са директном ваздушном спрегом и индиректним спајањем са хидрауличким кругом. Модел је предвидео капацитет хлађења од 12.8 kW и COP хлађења од 0.38 за расхладни уређај са директним ваздушним хлађењем на температури извора топлоте од 90°C при температури околине од 35°C. Није јасно да ли вредност COP укључује електричне губитке повезане са вентилатором система и две пумпе за смешу. Показало се да је расхладни уређај са директним ваздушним хлађењем ефикаснији од система који користи хидраулички круг. Међутим, примећено је да постоје значајни практични изазови у економичној производњи и ефикасности ваздушно хлађених кондензатора и



апсорбера. Сличне препреке постоје и за компоненте амонијак-вода, које су обрађене у овој студији. Једна од предности АТП је њихова потенцијална комбинација са неконвенционалним изворима производње енергије како би се задовољиле вишеструке потребе за енергијом.

Моја et al. [21] су комбиновали комерцијално доступну Capstone C30 микро гасну турбину (28 kW снаге, 60 kW топлоте) са Robur ACF 60-00TK ваздушно хлађеним апсорпционим чилером (17 kW) да би произвео тригенерацијски систем за електричну енергију, расхлађену воду и топлу воду. Издувни гас излази из турбине на 275°C и користи се за загревање термалног уља за погон апсорпционог чилера. Хладнији издувни гас затим тече преко низа оребрених цеви из којих вода добија топлоту за примену у домаћинству. Испитивање је показало одрживост система тригенерације за велике стамбене и мале комерцијалне апликације. Забележене су температуре околине до 42°C, али је капацитет расхладног дела система био озбиљно смањен при овим вишим температурама. Економска анализа је приказала да је Payback период овог система релативно дуг (5.2 – 9.6 година, у зависности од примене) као резултат високих трошкова система и ниске ефикасности у поређењу са типичним компресорским системима. Морају се развити иновативне компоненте за пренос топлоте које су погодне за масовну производњу како би се смањиле препреке за имплементацију разматраног система.

#### **2.1.4. Једностепени циклуси**

Да би смањили сувушну потрошњу енергије и побољшали COP система, истраживачи су покушали да одстране топлоту из апсорбера и кондензатора без принудне конвекције помоћу вентилатора. De Francisco et al. [14] су развили и проценили прототип топлотне пумпе амонијак-вода која је намењена за производњу 2 kW енергије, коришћењем топлоте из соларног система са концентратором. Апсорбер и кондензатор су били хлађени помоћу природне конвекције преко цевног оребреног измењивача. Систем је показао COP испод 0.05 због отежаног заптивања, слабог ректификатора и употребе резервоара уместо пумпе за смешу. Они су указали да би принудна конвекција у апсорберу и кондензатору побољшала перформансе система док би смањила укупну потребну површину за пренос топлоте. Разматрало се да мали



вентилатори црпе мало енергије и да их може покретати мали фотонапонски панел. Ова студија је показала изазове својствене имплементацији апсорпционог система за пасивно хлађење путем амонијака и воде.

Студије које су користиле друге радне смеше покушале су да реше изазове повезане са апсорпцијом у малој запремини. Wang et al. [20] развили су термодинамички модел апсорпционог гасног система на бази литијум-бромида и воде са ваздушним хлађењем. Покушали су да раздвоје пренос топлоте и масе у апсорберу коришћењем адијабатског апсорбера са импрегнираним слојем за мешање и одвојеног ваздушног хладњака за одвођење топлоте. Аутори су тврдили да је тешко побољшати и пренос топлоте са стране цеви (за мешање) и пренос топлоте са стране ваздуха (за хлађење) у истом процесу. У раду Wang је забележио укупне вредности COP које су се смањиле са 1.2 на 0.8 уз повећање спољне температуре ваздуха са 30°C на 43°C. Нејасно је, међутим, које су вредности пада притиска коришћене за процену перформанси компоненти, а нема информација о запремини система. Без вредности ефикасности вентилатора и пумпе и других предвиђања потрошње електричне енергије, тешко је упоредити добијени COP са онима из других истраживања. Побољшане перформансе система се предвиђају при нижим вредностима односа расподеле смеше, али ово побољшање доноси повећан ризик од кристализације. Потребна је експериментална валидација ових моделираних резултата.

Последњих година, истраживачи су се фокусирали на коришћење енергије ниског квалитета која се обично одбацује у атмосферу. Keinath et al. [22] су развили термодинамички модел за симулацију перформанси система за апсорпцију амонијак-вода који покреће отпадна топлота из дизел мотора. Топлотна пумпа је дизајнирана да испоручи основно оптерећење хлађења од 2 kW за кондиционирање простора. И режими грејања и хлађења су процењени у распону температура околине и повратног ваздуха. Радни флуиди на бази воде и микроканални измењивачи топлоте су коришћени за одвођење топлоте из апсорбера и кондензатора. Keinath et al. [22] су закључили да компактни апсорпциони системи могу ефикасно произвести кондиционирање простора из издувних гасова дизел мотора. Међутим, они су потврдили закључак Izquierdo et al. [23] и Моуа et al. [21] који су предвидели значајна смањења перформанси при високим температурама околине. Keinath et al. су запазили пад расхладне снаге са 2.7 на 1.7 kW



како се температура околине повећала са 20 на 50°C. Да би се побољшале перформансе у екстремним амбијенталним условима, аутори су предложили да се утиче на температуру извора погонске топлоте, њеним повећањем. Да би се побољшала одрживост нискотемпературних извора топлоте, укључујући соларну топлотну енергију, истраживачи су проучавали друге радне смеше за апсорпционе системе.

Llamas-Guillén et al. [24] су направили прототип ваздушно хлађеног система на бази амонијак-литијум-нитрата и произвели 4.5 kW топлоте за хлађење. Низак притисак паре литијум-нитрата омогућава одвајање од амонијака на релативно ниској температури десорбера, чиме се елиминише потреба за ректификатором у систему. Ова предност долази по цену ризика од кристализације и високог вискозитета смеше [24].

Систем који су израдили Llamas-Guillén et al. укључује ваздушно хлађени апсорбер са 29 оребрених цеви преко којих у танком филму струји раствор. Примећено је да је апсорбер запремински највећа компонента система и знатно доприноси величини система. Ваздушно хлађени кондензатор је био хоризонтално оријентисан измењивач са стандардним оребреним цевима. Систем је произвео 4.5 kW на хлађењу са COP између 0.3 и 0.4 на температури околине у распону од 25 до 35°C. Једна од разматраних идеја је да се некако укупна запремина система смањи у компактну јединицу ради лакшег транспорта. Иако ниједна од студија које су овде прегледане није користила нове компактне измењиваче топлоте спојених на ваздух у апсорпционој топлотној пумпи, минијатуризација компоненти се показала корисном у конвенционалним системима грејања/хлађења.

Jiang et al. [25] су интегрисали моделе на нивоу система и компоненти како би демонстрирали значајно смањење величине оплате и резервоара течности коришћењем компактних измењивача топлоте спојених на ваздух у конвенционални компресорски систем. Развијен је модел преноса топлоте за топлотну пумпу са типичним цевним измењивачима топлоте на ваздух, и са воденим и ваздушним микроканалним измењивачима топлоте. Истраживање је показало да би се ваздушни микроканални измењивачи топлоте који имају правоугаоне цеви са више портова и ребрима са ламелама могли користити за смањење запремине система за половину у поређењу са конвенционалном топлотном пумпом. Jiang et al. су проценили да би прототип компоненти на ваздух смањио пуњење расхладног средства за 20 % у поређењу са



конвенционалним системима. У конструисаним топлотним пумпама, користило се P-22 расхладно средство, стога је алуминијум одабран као материјал за израду. Потребна су додатна истраживања да би се предвиделе перформансе компактног апсорбера на ваздух и да би се верификовала предвиђања модела кроз производњу и тестирање.

## 2.2. Дизајн апсорбера и кондензатора за апсорпционе топлотне пумпе

У АТП апсорбер и кондензатор служе као компоненте које одају топлоту у околину када систем ради у режиму хлађења. Одавање ове топлоте може се извршити или путем директног хлађења са ваздухом или помоћу секундарног циркулационог круга ваздух/ваздух путем ваздушног измењивача топлоте. Директно повезивање ових компоненти са амбијенталним ваздухом представља дизајнеру топлотне пумпе прилику да смањи додатну потрошњу која је потребна систему и на тај начин повећа укупни COP. Ваздушни кондензатори су дуго коришћени у индустрији, али употреба амонијак-воде у овој студији ограничава употребу правоугаоних алуминијумских измењивача топлоте због корозије. У радовима [24, 25] истраживања указују на потенцијалне предности коришћења компактних ваздушних кондензатора у апсорпционим системима амонијак-вода. Дизајн апсорбера на ваздух представља већи изазов од оног код кондензатора, због истовремене потребе да се емитује топлота апсорпције и латентна топлота паре [19] и дефинише пренос масе. Листа истраживања на нивоу компоненти АТП приказана је у табели 2.2.

Запажа се да је у већини наведених истраживања примењивано индиректно повезивање да би се топлота одстранила из апсорбера (нпр. секундарни хидраулични круг са ваздухом хлађеним измењивачем топлоте). Индиректно хлађење се обично дешава у вертикалној цеви са падајућим филмом апсорбента по цеви (надоле) или у режиму мехурића који струје (нагоре). Апсорбери са падајућим филмом на спољашњој страни цеви су демонстрирани у [26] као и на унутрашњој страни вертикалне цеви [26, 27, 28, 29, 30, 31]. Алтернативни индиректно хлађени апсорбери укључују тзв. добошасте “Shell in Tube“ измењиваче [32] и филм који пада при супротносемрном току паре преко компактне групе малих канала за расхладну течност [32, 33, 34, 35, 36]. Истраживања која разматрају директно повезивање са ваздухом су првенствено нумеричке анализе без експерименталне валидације.



Табела 2.2. Преглед истраживања на нивоу компоненти АТП [17]

Аутор, год.	Тип истраживања	Компонента	Снага компоненте (kW) Радни мод	Радни флуиди	Абсорбер / Кондензатор спајање	Геометрија
Kim et al. (1997a)	Експеримент	Абсорбер	- Хлађење	LiCl/LiBr-H <sub>2</sub> O	Индиректно	Падајући филм на верт. цев, унакрсно струјање флуида
Medrano et al. (2002)		Абсорбер	0.1-1.4 Хлађење	LiBr-H <sub>2</sub> O	Индиректно	Падајући филм у верт. цев, концентрично. супр. смерно стр.
Meacham and Garimella (2002)		Абсорбер	4.9-16.2 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Индиректно	Падајући филм преко микроканала, унакрсно струјање
Meacham and Garimella (2004)		Абсорбер	4.5-15.1 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Индиректно	Падајући филм преко микроканала, унакрсно струјање
Bourouis et al. (2005)		Кондензатор	0.3-0.7 Хлађење	LiBr-H <sub>2</sub> O (+ соли)	Индиректно	Падајући филм у верт. цев., вода концентрично. супр. смерно стр.
Garimella and Wicht (1995)	Моделирање	Кондензатор	20.99 Хлађење	NH <sub>3</sub>	Директно	Хоризонталне равне цеви, ваздух у унакрсном стр. преко ребара
Garimella et al. (1997)		Хладњак	26.38 Хлађење	EG-H <sub>2</sub> O	Директно	Равне и закр. цеви, ваздух у унакрсном стр. преко ребара
Garimella and Coleman (1998)		Кондензатор	17.92 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно	Стр. у хор. равним цевима, ваздух унакрсно преко ребара
Fernández-Seara et al. (2005)		Абсорбер	- Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Индиректно	Струјање навише у цеви, добошаста измењивач, супротносмерно стр.
Fernández-Seara et al. (2007)		Абсорбер	- Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно	Струјање навише у снопу цеви, унакрсно стр. ваздуха преко реб.
Ferreira et al. (1984)	Експеримент и моделирање	Абсорбер	1.1 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Индиректно	Струјање навише у цеви, метанол струји супротносмерно
Castro et al. (2009)		Абсорбер	0.6-1.4 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Директно	Падајући филм/стр. навише, ваздух у унакрсном струјању преко реб
Nagavarapu and Garimella (2013)		Абсорбер	3-10 Хлађење	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Индиректно	Падајући филм преко хор. микроканала са водом

Castro et al. [31] су експериментално приказали апсорбер са ваздушном спрегом. Користили су конвенционални ваздушни измењивач са оребреним цевима. Ова студија предлаже компактније геометрије апсорбера које би могле послужити као алтернатива великим, конвенционалним ваздушним измењивачима.

Да би истражили могућност конструисања нових компактних делова у апсорпционом систему спрегнутих са ваздухом, Garimella et al. [26, 27] су спровели анализу правоугаоног цевног измењивача топлоте за кондензацију амонијака. Развијен је компјутерски модел за предвиђање перформанси и потребне величине кондензатора на основу различитих геометрија цеви, ребара и отвора, као и распореда пролаза на страни цеви. Расхладни ваздух је попречно наструјавао на сноп цеви. Garimella et al. су закључили да је употреба ребара са више отвора омогућила флексибилност у дизајну измењивача топлоте уз значајно смањење величине и тежине. Иако је угљенични челик уобичајен за примену за радну смешу амонијак-вода, уочено је да и алуминијум може да се користи за компактне ваздушне измењиваче топлоте.



Значајни су изазови у производњи, укључујући машинску обраду правих челичних цеви и везивање алуминијумских ребара за челичне цеви, који морају бити превазиђени пре него што се ови измењивачи топлоте могу комерцијално применити у апсорпционим системима са амонијак-водом. У студији Garimella et al. [27] су развили модел за предвиђање и упоређивање перформанси измењивача топлоте са различитим оребрењима, са правоугаоним и округлим цевима, са равним, таласастим, прстенастим ребрима и ламелама. Модел је био ограничен на једнофазни ток. У овим компонентама, течни флуид је струјао кроз цеви и преносио топлоту на ваздух у унакрсном току. Потребе за простором и тежином новог измењивача топлоте упоређене су са онима за типичне измењиваче топлоте са округлим цевима при еквивалентним топлотним оптерећењима. Garimella et al. су истраживали различите унутрашње аранжмане токова флуидних струја са једним или више ходова у апарату. Показали су да је најадекватнија конструкција дате компоненте са таласастим оребрењем које даје највећи коефицијент преноса топлоте на ваздушној страни и има најмању тежину. Треба напоменути да је материјал коришћен за конструкцију равних цеви са ребрима и више ламела био алуминијум, док су бакарне цеви и алуминијумска ребра намењени за конвенционалне измењиваче топлоте. Garimella и Coleman [27] су развили модел за предвиђање перформанси ваздушно спрегнутог вишеродног кондензатора амонијак-вода у реалним условима АТП. Овај двофазни модел је објаснио неизотермно понашање бинарне смеше и предвидео перформансе конвенционалних ваздушних цевастих измењивача са равним, таласастим и прстенастим ребрима. Као материјал цеви одабран је угљенични челик, док је за ребра коришћен алуминијум. Варијације у концентрацији смеше, притиску засићења и температури ваздуха су истраживане да би се предвиделе перформансе таквих кондензатора у широком опсегу радних услова. Garimella et al. [26] су закључили да цевни измењивачи топлоте са таласастим оребрењем обезбеђују највећи пренос топлоте у оквиру дозвољеног пада притиска и ограничења величине у односу на класичне измењиваче топлоте са ваздухом који су израђени од угљеничног челика.

Поменути типови вертикалних цевних апсорбера су детаљно истражени у раду Ferreira et al. [32]. Они су развили модел за предвиђање преноса топлоте и масе у смеси амонијак-вода који струји навише у цевастом мехурастом апсорберу. Предвиђена размена топлоте и масе је затим упоређена са подацима добијеним из експеримената на једној цеви. Топлота се преноси са смеше течности и паре на метан који струји у



супротном смеру. Испитани су унутрашњи пречници цеви од 10, 15.3 и 20.5 mm, а Sherwood-ова релација је модификована да би се добиле емпиријске корелације коефицијента преноса масе. Поред тога, Ferreira et al. [32] су извели израз за процену висине цевастог измењивача, потребну за апсорпцију у вертикалном апсорберу, при мехурастом режиму струјања, што је посебно корисно за АТП.

Fernandez-Seara et al. [33] су спровели анализу преноса топлоте и масе у вертикалном цевном апсорберу. Пара амонијака и разређена смеша амонијак-вода струје навише у цевима добошастог измењивача топлоте док вода за хлађење тече наниже око преграда на страни кућишта. Модел је обухватио различите формације протока током апсорпције, а параметарска студија је показала да су подешавања пречника и дужине цеви имала велики утицај на перформансе апсорбера. Потребно је експериментално истраживање да би се потврдила предвиђања овог модела. Fernandez-Seara et al. [33] су такође моделирали пренос топлоте и масе у ваздушно хлађеном вертикалном цевастом апсорберу. Апсорпција је конципирана да се јави у узлазном струјању амонијак-воде у распоређеном вертикалном низу цеви са попречним струјањем ваздуха преко спољњег оребрења. Разређени раствор који излази из десорбера помешан је са воденом паром амонијака у комори за мешање пре уласка у апсорбер хлађен ваздухом. Као што се очекивало, модел је предвидео да већа густина ребара, нижа температура ваздуха и већа брзина ваздуха смањују потребну дужину цеви за завршетак процеса апсорпције. Fernandez-Seara et al. су такође показали да се апсорпција продужује са смањењем пречника цеви, али то је било са укупним масеним протоком смеше амонијак-вода. Истраживање је такође показало да је апсорпција у цевима које су најдаље низводно од улаза за ваздух, смањена због загревања ваздуха које се јавља у првим редовима цеви изложених струјању ваздуха. Fernandez-Seara et al. су закључили да је коефицијент прелаза топлоте на ваздушној страни имао најзначајнији утицај на перформансе саме испитиване компоненте.

Castro et al. [31] су развили моделе за предвиђање перформанси ваздушно-спрегнутих апсорбера у режиму падајућег филма и мехурова и потврдили моделе експериментима. Они су закључили да је ваздушно хлађење апсорбера и кондензатора неопходно да би се смањила величина система, сложеност и капитални трошкови. Апсорбери са падајућим филмом апсорбента и мехурова састојали су се од вертикално





оребрених цеви са истовременим струјањем течности и паре наниже (режим падајућег филма) или истовременим струјањем течности и паре навише (режим мехурова). Топлота се одводи ваздухом у попречном струјању у оба режима рада преко оребрених цеви. Различите претпоставке су укључене у моделирање, прва је да је градијент притиска занемарљив у текућем филму, без конвекције у радијалном правцу, да су мехурови паре сферичног облика и без распршивања или спајања. Они су показали да постоји адекватно подударане између модела и експеримената (разлика у већини случајева  $< 15\%$ ) у капацитету хлађења компоненти, али је модел мехурова потврђен подацима из водено хлађеног, а не ваздухом хлађеног апсорбера. Није јасно да ли се ови подаци могу користити за валидацију модела. Они су закључили да је апсорпција мехурова обично ефикаснија од апсорпције падајућег филма, посебно при ниским брзинама протока при којима је влажна површина мала.

Експериментална истраживања апсорбера са падајућим филмом апсорбента и мехурова у литератури су оскудна. Посебно је мало истраживања апсорбера са директним одавањем топлоте у околни ваздух. Примарни фокус у недавним студијама био је на топлотним пумпама литијум-бромид-вода и спречавању кристализације при ниским температурама испаравања. Покушаји да се смање топлотни отпори са стране цеви у конструкцији коришћењем мини или микроканалних цеви довео је до отежане дистрибуције течности и паре. За истраживаче остају изазови како би се постигла и минијатуризација проточних канала, која је потребна за побољшање режима струјања и равномерна дистрибуција струја течности и паре.

Kim et al. [28] су дизајнирали скуп експеримената за упоређивање перформанси вертикалног апсорционог филма који пада, у расхладном систему отвореног циклуса са литијум-бромид-водом и литијум-хлорид-водом који се користе као радна смеша. Отворени циклус се разликује од затвореног система по томе што се разређена смеша генерише испаравањем воде, коришћењем сунчевог зрачења и испуштањем у атмосферу уместо кондензације. Као резултат тога, конвенционални десорбер и кондензатор затвореног циклуса су одсутни у систему отвореног циклуса. Kim et al. су достигли већу стопу апсорпције са литијум-бромидом него са литијум-хлоридом, што је резултирало мањим и јефтинијим компонентама. Анализа трошкова је показала да цена два апсорбујућа дела представљају сметњу за имплементацију, због велике запремине јаке



смеше која би била потребна да обезбеди хлађење када је сунчево зрачење недовољно за стварање водене паре.

Као део напора да се развије компактан расхладни уређај за апсорпцију са литијум-бромид-водом Medrano et al. [29] су дизајнирали аспорбер хлађен ваздухом који садржи вертикалне ребрасте цеви са унутрашњим текућим филмом и протоком водене паре. Експериментална евалуација концепта је спроведена са супротносмерним струјањем расхладне воде у концентричној цеви уместо ваздушног хлађења, коришћеног да се заврши процес апсорпције. Да би се узеле у обзир различите карактеристике преноса топлоте између расхладног ваздуха и воде, коришћена је релативно висока температура ( $35^{\circ}\text{C}$ ) за пренос топлоте са смеше литијум-бромид-вода. Резултати експеримента су показали да нема значајне разлике између месеног апсорпционог флукса у падајућем филму на унутрашњем зиду у односу на падајући филм на спољашњем зиду вертикалне цеви. Medrano et al. су показали повећану апсорпцију са бржим протоком смеше, ниже температуре расхладне воде и кад су виши радни притисци у апсорберу. Закључено је да су перформансе апсорбера веома осетљиве на температуру расхладне воде, и предложено је да се концентрација смеше литијум-бромида може повећати како би се покренуо процес апсорпције. Међутим, треба напоменути да би веће концентрације литијум-бромида (заједно са повећаном радном температуром апсорбера) повећале ризик од кристализације у систему.

У студији Bourouis et al. [30] су додали четири додатне соли у смешу литијум-бромида и воде у покушају да повећају растворљивост литијум-бромида у води. Аспорбер је могао да ради при вишим концентрацијама смеше и већем апсорпционом флуксу, али су коефицијенти преноса топлоте и масе били нешто нижи од вредности забележених у типичној конфигурацији апсорбера. Проблем који треба решити укључују дугорочне последице употребе ових соли у раду топлотних пумпи.

Meacham и Garimella [34] су произвели и демонстрирали перформансе минијатуризованог измењивача топлоте и масе за употребу у апсорпционим топлотним пумпама. Оцењен је апсорбер са пројектованим оптерећењем од  $19.28\text{ kW}$  у коме течни раствор амонијак-вода тече у режиму падајућег филма преко низа цеви малог пречника, док пара струји навише. Просечна снага апсорбера забележена током тестирања била је  $12.78\text{ kW}$ . Једно објашњење које се нуди за неслагање у предвиђеним и стварним



перформансама је употреба уређаја за испитивање под једним притиском у коме је пара која улази у апсорбер била репрезентативна за излазне услове из десорбера, а не за излазне услове из испаривача. Поред тога, неправилна дистрибуција протока унутар низа цеви је забележена као могући узрок неоптималних перформанси.

У раду Meacham и Garimella [34] експериментално су истражили перформансе апсорбера амонијак-вода који је показао оптерећења до 15 kW у компактној запремини  $0.162 \times 0.157 \times 0.150$  m. Овај апсорбер је показао супериорне перформансе у поређењу са првим прототипом који су развили, због побољшања дистрибуције смеше и влажења изазваних побољшањима у геометрији. Студија је укључила визуелизацију протока смеше у режиму падајућег филма преко малих микроканалних цеви као потврду расподеле протока и формирања и прерасподеле капљица. Meacham и Garimella [33] су нагласили да при моделирању треба употребити сегментни модел преноса топлоте и масе компоненте, ради бољег поређења са експерименталним подацима.

Nagavarapu и Garimella [36] су проценили перформансе апсорбера састављеног од низа микроканалних цеви које носе расхладну течност са раствором амонијак-вода са падајућим филмом и противструјном паром. Они су потврдили налазе Meacham и Garimella [34, 35] кроз демонстрацију великих апсорбера у компактном паковању. За разлику од претходних студија, Garimella et al. [27] су дошли на идеју да конципирају апсорбер са два притиска. Због недостатка релевантних корелационих израза за пренос топлоте у литератури, они су препоручили развој новог модела за апсорпцију смеше амонијак-вода у филмовима који падају преко микроканалних цеви.

### 2.3. Резиме прегледа литературе

Из изложеног прегледа литературе уочава се сложеност избора са којима се суочавају произвођачи топлотних пумпи у погледу радних флуида, дизајна циклуса и одабира компоненти система. Велики габарити система, висока цена, кристализација и релативно висока тачка смрзавања расхладног средства ометају системе амонијак-вода и литијум-бромид-вода да се адекватно комерцијализују. Системи амонијак-вода, међутим, захтевају ректификатор, имају велике изазове са стране компатибилности и потенцијалне опасности по здравље због токсичности и запаљивости. Многи су истраживали све сложеније циклусе са циљем побољшања ефикасности и одрживости



---

система, али њихови напори су спречени растућим трошковима опреме и одржавања таквих система. Истраживачки радови често предвиђају добитке у перформансама директно у односу на индиректно хлађене системе, али само неколико од тих студија је експериментално потврђено због изазова повезаних са дизајном постројења за тестирање и употребом ваздуха као радног флуида. Студије које су се бавиле конципирањем компактних делова АТП система, експериментално су показале фундаменталне потешкоће у покушају истовременог смањења унутрашњег топлотног отпора, побољшања апсорпције течности и паре и минимизирања пада притиска.

Истраживање у овој докторској дисертацији се надограђује на рад претходних истраживача, увођењем генератора врелог ваздуха као погонске компоненте АТП система у режиму хлађења и грејања и реализацијом мерења и нумеричких симулација како на ГВВ тако и на АТП.



### 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСТРАЖИВАЊЕ

Главни циљ ове докторске дисертације је да се применом савремених експерименталних и нумеричких метода истражи ефикасност и могућност примене генератора врелог ваздуха са ложиштем на биомасу (пелет) као погонске десорберске компоненте у систему апсорпционе топлотне пумпе (амонијак-вода), за примене средњих капацитета.

#### 3.1. Основни подаци о апсорпционој топлотној пумпи/чилеру GANP-AR, Robur

Пре двадестак година на Машинском факултету у Нишу у Лабораторији за термотехнику (Л110) отпочело се са истраживањем радних процеса у апсорпционој топлотној пумпи у оквиру студентског пројекта „The Application of Modern Technologies for Heat Production and Distribution in Public Institutions and Industrial Facilities“. Пројекат је реализован захваљујући програму Partnership for Education and Community Development (PECD) који је спонзорисала "DIN Fabrika duvana AD Phillipe Morris International" из Ниша. Циљ наведеног пројекта био је да се поред општих разматрања апсорпционих уређаја изнесу основни принципи трансформације енергије, услови примене, искуства на ширем нивоу, као и искуства добијена радом на пројекту.

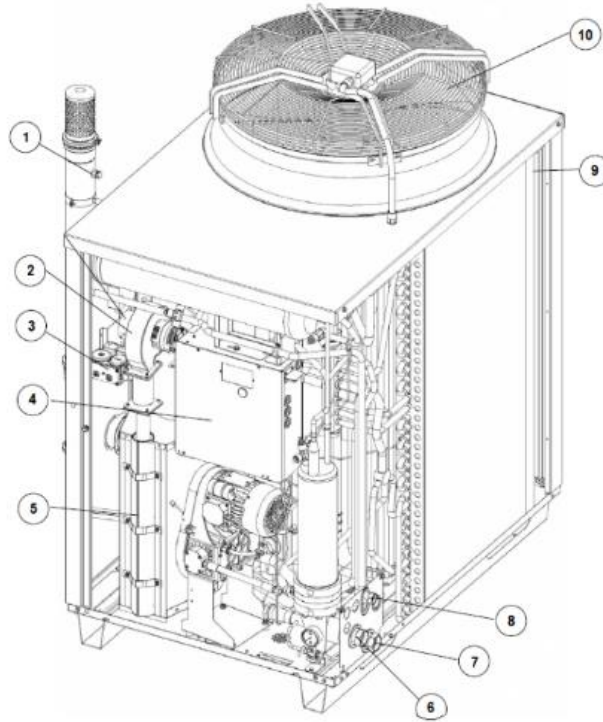
Као један од излаза наведеног пројекта 2007. године је пријављено и прихваћено техничко решење под насловом: „Лабораторијско постројење за испитивање карактеристика апсорпционих топлотних пумпи“.

У наставку текста најпре је описано АТП постројење, затим су описане измене које су начињене на постројењу АТП у фази пријављивања истраживања у оквиру ове докторске дисертације 2015. године.

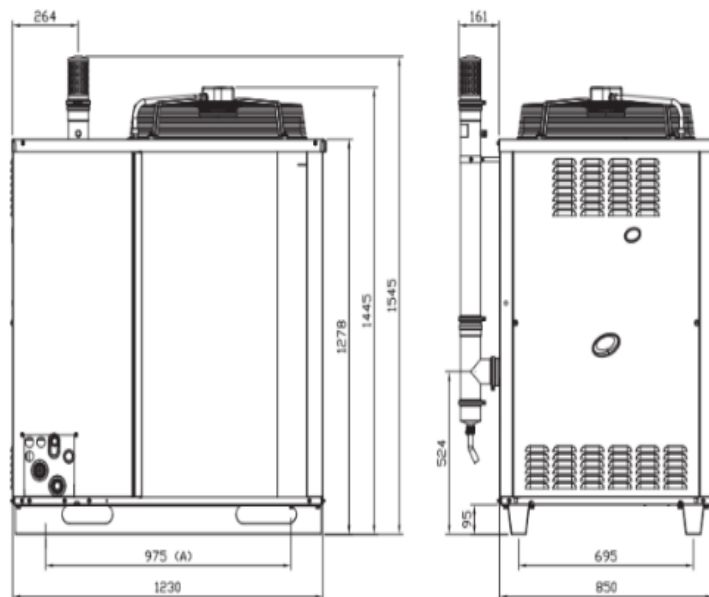
GANP-AR Robur је једностепена амонијачна апсорпциона топлотна пумпа/чилер – Robur [76], која је произведена у Италији и комерцијалног је карактера, са изворним погоном на ТНГ или природним гасом. На слици 3.1 приказане су компоненте АТП, а на слици 3.2 дате су димензије машине:

- 1 - Прикључак на димњаку за мерење температуре излазног ваздуха из десорбера АТП;
- 2 - Вентилатор;
- 3 - Пресостат за детекцију дотока гаса;
- 4 - Контролна табла;

- 5 - Десорбер са мембранском пумпом;
- 6-7 - Напојни и повратни прикључак радног флуида;
- 8 - Гасни прикључак;
- 9 - Испаривач/кондензатор;
- 10 - Вентилатор.



Слика 3.1. Компоненте АТП



Слика 3.2. Димензије АТП у mm



У АТП сагоревањем природног или течног нафтног гаса у горионику, настају врели продукти сагоревања високе температуре од који се одузима топлота којом се загрева ваздух из околине, који се уводи у десорбер. У десорберу ваздух се хлади, а загрева се смеша амонијака и воде са врло слабом концентрацијом амонијака (слаб раствор) до тачке испаравања амонијака. Добија се смеша са јаким концентрацијом прегрејане паре амонијака. Прегрејана амонијачна пара високог притиска пролази кроз сепаратор-дефлагматор (одвајач воде), где се из ње издваја остатак капљица воде. Пара амонијака се затим уводи у ваздухом хлађени кондензатор где се најпре хлади, а затим кондензује предајући топлоту околини, вршећи стандардни левокретни циклус.

Кондензовани, течни амонијак пролази кроз први пригушни вентил и након извршене редукције притиска улази у измењивач топлоте чија је улога побољшање топлотног коефицијента уређаја смањењем количине топлоте доведене у генератору. Унутрашњом разменом топлоте између влажне паре расхладног флуида који излази из кондензатора и суве паре расхладног флуида која излази из испаривача обавља се регенеративно загревање. Течни амонијак из измењивача пригушује се затим у другом пригушном вентилу до коначне температуре испаравања од  $-3^{\circ}\text{C}$ . Влажна пара амонијака одузима топлоту води која се хлади и враћа у инсталацију (вентилатор-конвектор, клима-комора и сл.) и притом испарава. Хладна амонијачна пара ниског притиска која излази из испаривача пролази најпре кроз поменути измењивач топлоте типа „цев у цеви”, где се делимично прегрева. Даље, амонијачна пара уводи се у апсорбер где се меша са слабом смешом која долази из генератора и којој је претходно смањен притисак редуцир вентилом. У апсорберу почиње процес апсорпције амонијачне паре у течној, слабој смеси воде са врло малом концентрацијом амонијака. Апсорпција је процес који ослобађа топлоту, па је смешу потребно додатно хладити како би се сав амонијак апсорбовао у води. Хлађење је остварено ваздухом. Када је процес апсорпције завршен добија се течна смеша са високом концентрацијом амонијака (јак раствор) која се уз помоћ мембранске пумпе (погођене хидрауличном уљном пумпом) доводи на високи притисак, додатно предгрева проласком кроз сепаратор и враћа у генератор. Мембранска пумпа подиже притисак течном раствору што умањује потребан механички рад у односу на сабијање стишљиве паре у класичном компресору. Расхладни круг је херметичан (све компоненте су заварене), а једини покретни елемент уређаја је једноставна мембранска пумпа. Апсорпциони циклус  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  опремљен је аксијалним



вентилатором за хлађење кондензатора и апсорбера околним ваздухом, смањујући притом инсталацијске проблеме код водом хлађених уређаја којима је неопходан расхладни торањ. Загревање воде за потребе грејања зими, односно припреме потрошне топле воде током целе године остварује се код апсорпционих уређаја доградњом високо корисног котла са гасним гориоником у исто кућиште. У летњем режиму јединица GANP-AR ради као расхладни уређај, преузимањем топлоте из климатизованог простора и одавањем исте спољашњем ваздуху путем апсорбера и ваздушног кондензатора. Минимална температура полазне воде је до 3°C.

У зимском режиму јединица GANP-AR искоришћава апсорпциони циклус за рекуперацију топлоте из спољашњег ваздуха која придодата топлоти произведеној сагоревањем гаса бива пребачена у кондензатор/апсорбер уређаја, те након тога путем цевовода у простор који се загрева, гарантујући високу ефикасност процеса. И у случају уградње у посебно хладним климатским зонама са -20°C, GANP-AR јединица још увек гарантује ефикасност енергетске трансформације од 100%, па постиже веће вредности од било којег кондензацијског котла. Користе се у свим системима где је потребна топла вода до 60°C, на пример код панелног грејања.

У табели 3.1 дате су техничке карактеристике АТП – Robur GANP по спецификацији произвођача, за режим грејања и режим хлађења.

Табела 3.1. Техничке карактеристике GANP - AR - топлотне пумпе

Грејање				
Примена у грејању простора и енергетска класа (ErP)	средње-температурна примена (55 °C)		-	A+
	ниско-температурна примена (35 °C)		-	A
Излазна топлотна снага	Спољна температура/темп. излазне воде	A7W35	kW	37,8
		A7W50	kW	35,3
GUE - COP	Спољна температура/темп. излазне воде	A7W35	%	150
		A7W50	%	140
Улазна топлотна снага	номинална (1013 mbar - 15 °C)		kW	25,7
	реална		kW	25,2
Излазна темп. топле воде	максимум		°C	60
	номинална		°C	50
Улазна темп. топле воде	максимум		°C	50
	минимална темп. у континуалном раду		°C	30
Темп. разлика	номинална		°C	10
	максимум		l/h	3040
Проток воде за грејање	максимум		l/h	3500
	минимум		l/h	2500
	при номиналном протоку		bar	0,29
Пад притиска у реж. грејања	номинална		°C	7
	максимум		°C	35
	минимум		°C	-20





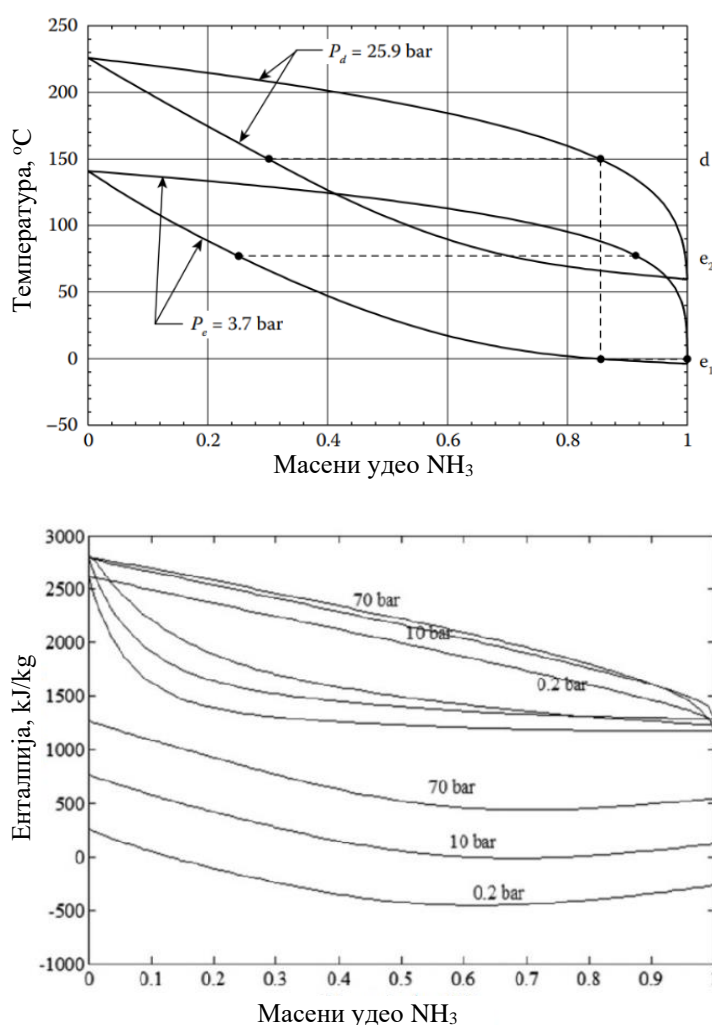
(наставкак Табеле 3.1)

Хлађење				
Расхладни учинак	Спољна температура/темп. излазне воде	A35W7	kW	16,9
GUE-COP	Спољна температура/Темп. излазне воде	A35W7	%	67
Улазна темп. расхладне воде	максимум		°C	45
	минимум		°C	8
Проток хладне воде	номинална		l/h	2900
	максимум		l/h	3500
	минимум		l/h	2500
Унутрашњи пад притиска	при номиналном протоку		bar	0,31
Спољна температура	номинална		°C	35
	максимум		°C	45
	минимум		°C	0
Електро спецификације				
Карактеристике	напон		V	230
	тип		-	монофазна
	фреквенција		Hz	50
Потрошња елект. енергије	номинална		kW	0,84
Ниво заштите	IP		-	X5D
Подаци за инсталацију				
Потрошња гаса	G20 природни гас (номинална)		m <sup>3</sup> /h	2,72
	G25 (номинална)		m <sup>3</sup> /h	3,16
	G27 (номинална)		m <sup>3</sup> /h	3,32
	G2.350 (номинална)		m <sup>3</sup> /h	3,78
	G30 (номинална)		kg/h	2,03
	G31 (номинална)		kg/h	2,00
NO <sub>x</sub> класа емисије			-	5
NO <sub>x</sub> емисије			ppm	30,0
CO емисије			ppm	23,0
Ниво буке L <sub>w</sub> (max)			dB(A)	79,6
Звучни притисак L <sub>p</sub> at 5 metres (max)			dB(A)	57,6
Максимални притисак воде у радном режиму			bar	4,0
Количина воде унутар АТП			l	3
Прикључак са стране воде	тип		-	F
	навој		"	1 1/4
Гасни прикључак	тип		-	F
	навој		"	3/4
Димњак издувних гасова	пречник (Ø)		mm	80
	мин. потребни напор		Pa	12
Димензије саме јединице АТП			-	B23, B53
Димензије	Ширина x дужина		mm	850 x 1230
	висина		mm	1445
Тежина	у раду		kg	380
Опште информације				
Расхладни флуид ±5%	R717		kg	7,1
	H <sub>2</sub> O		kg	10,0
максимални притисак расх. круга			bar	32
Опсег погоснских темп. у десорберу	од 90		°C	
	до 240		°C	
Проток ваздуха кроз вентилатор конд/исп. горња страна			m <sup>3</sup> /h	6500
Подаци о притиску у систему АТП				
испитни притисак (ваздух)			barg	48,5
максимални притисак расхладног круга			barg	32
однос пуњења			kg NH <sub>3</sub> /l	0,148
група флуида			-	1°

(наставак Табеле 3.1)

Компоненте под притиском		
десорбер		18,6
комора за уравнотежење		11,5
испаривач		3,7
дозатор расхладног флуида		4,5
абсорбер		6,3
пумпа		3,3

На слици 3.3 приказани су T- $\xi$  и h- $\xi$  дијаграми процеса у апсорционој топлотној пумпи у зависности од притиска и концентрације смеше H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>.



Слика 3.3. T- $\xi$  и h- $\xi$  дијаграми процеса у апсорционој топлотној пумпи у зависности од притиска и концентрације смеше H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>

Како је у овој докторској дисертацији истраживана могућност замене извора топлоте у АТП, односно да се уместо природног или течног нафтног гаса у горионику сагорева пелет било је неопходно направити преправке на основној верзији АТП.

Преправке су направљене тако што је на месту изнад десорбера АТП (позиција 5 на слици 3.1 изнад места где се врши мешање гаса и ваздуха) постављена цев која из генератора врелог ваздуха доводи врели ваздух до десорбера АТП за покретање апсорционог циклуса (слика 3.4).

Наравно, да би се могла направити замишљена замена извора топлоте било је неопходно пројектовати и израдити уређај са ложиштем у коме ће сагоревати пелет, а настали продукти сагоревања би се искористили за загревање ваздуха из околине. У те сврхе, а након дужег временског боравка аутора ове дисертације, је у фабрици Мегал а.д. Бујановац наменски направљен генератор врелог ваздуха (ГВВ) [64], некомерцијалне природе, са прилагођеним ложиштем за потребе истраживања у овој докторској дисертацији.



Слика 3.4. Веза генератора врелог ваздуха и АТП помоћу цеви  $\Phi_i=127$  [mm] за погон десорбера АТП са аквизиционом опремом LabView и NI



### 3.2. Законски оквири за експериментално истраживање

У земљама ЕУ постоје стандарди који дефинишу квалитет уређаја за сагоревање пелета и других врста чврсте биомасе. Ови стандарди обухватају испитивање техничких карактеристика ложних уређаја, укључујући енергетске и еколошке карактеристике. Различити стандарди су дефинисани за уређаје различитих топлотних снага, са прецизно прописаним процедурама испитивања. Класификација ложних уређаја је такође извршена на основу прецизних критеријума, што омогућава дефинисање норми и ознака квалитета које се могу наћи на европском тржишту. Ова област је обрађена у оквиру Европског комитета за стандардизацију, кроз два техничка одбора CEN/TC 57 (стандарди за котлове за централно грејање) и CEN/TC 295 (стандарди за пећи и котлове на чврста горива за домаћинства) који се баве стандардима за котлове за централно грејање и пећи и котлове на чврста горива за домаћинства. Преглед ових стандарда дат је у табели 3.2 [38].

Постоје многи други прописи који се односе на ову област осим стандарда који су наведени. Одобравање европског стандарда (EN) подразумева да чланице CEN-а морају дати дотичном европском стандарду статус националног стандарда, што значи да све опречне националне стандарде треба повући у одређеном временском року. Сваки од наведених стандарда мора бити усвојен као национални стандард земаља ЕУ, уз могуће измене које морају бити у складу са изворним (EN) стандардом.

У овом одељку описане су енергетске и еколошке карактеристике пећи и котлова мале снаге за сагоревање пелета од биомасе према европским прописима, а стандарди који се користе за дефинисање ових карактеристика су EN 303-5:1999 [38] и EN 14785:2006 [39].

Постоји класификација котлова на три групе на основу називне топлотне снаге и начина довода горива. Национална тела за стандардизацију земаља чланица ЕУ могу да прилагоде захтеве EN стандарда, посебно у погледу еколошких карактеристика, да би били у складу са другим националним прописима. Приказ захтеваних енергетских карактеристика према Аустријском националном стандарду ÖNORM EN 303-5 дат је у табели 3.3, а на слици 3.5 дати су захтеви за степен корисности котлова за централно грејање, у зависности од критеријума подела [38].

Табела 3.2. Преглед Европских прописа пећи и котлова мале снаге за грејање у домаћинствима

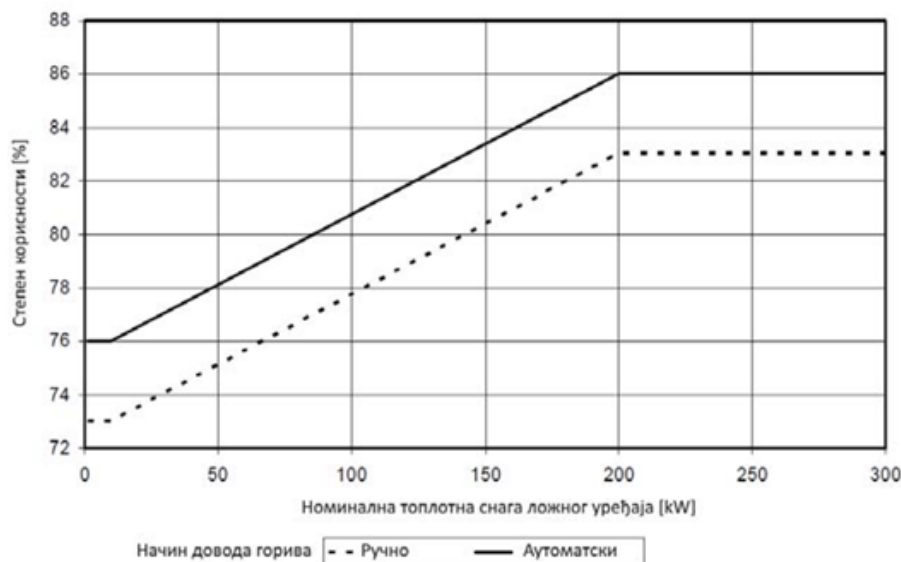
ТЕХНИЧКИ ОДБОР	CEN TC 57	CEN TC 295					EN 14785: 2006
		EN 303-5: 1999	EN 12809: 2001	EN 12815: 2001	EN 13229:2001	EN 13240: 2001	
ОЗНАКА СТАНДАРДА	Котлови за централно грејање на чврсто гориво са ручним или аутоматским ложењем, номиналне снаге до 300 kW – терминологија, захтеви, испитивања	Кућни независни котлови на чврста горива, номиналне снаге до 50 kW – захтеви и методе испитивања	Штедљаци на чврста горива – захтеви и методе испитивања	Уградни камини и камини са отвореним пламеном – захтеви и методе испитивања	Собне пећи на чврста горива – захтеви и методе испитивања	Пећи на чврста горива са акумулацијом топлоте – захтеви и методе испитивања	Кућне пећи на дрвени пелет – захтеви и методе испитивања
НАЗИВ СТАНДАРДА							
УРЕЂАЦИ	Котлови за централно грејање	Кућни независни котлови на чврсто гориво за загревање просторија	Штедљаци (са и без загревања воде)	Уградни камини и камини са отвореним пламеном	Собне пећи на чврста горива (са и без загревања воде)	Пећи на чврста горива са акумулацијом топлоте – ручно ложене	Пећи за загревање домаћинства на дрвени пелет (са и без загревања воде)
ГОРИВО	Дрво (сви облици укључујући и дрвени пелет) и фосилна горива	Чврста фосилна горива, брикети, огревно и целано дрво, или комбинација ових горива према улогству произвођача					Дрвени пелет
ТОПЛОТНА СНАГА	Одређена на основу мерења протока воде и температура	Укупна топлотна снага: одређена на основу степена корисности, потрошње горива и доње топлотне моћи топлотна снага пре дата води: одређена на основу мерења протока и температура топлотна снага пре дата ваздуху: разлика укупне топлотне снаге и топл. снаге пре дата води					Одређена на основу степена корисности, потрошње горива и доње топлотне моћи
СТЕПЕН КОРИСНОСТИ	Директна метода Балансирање улаза и излаза топлоте. Индиректна метода: само за проверу	Индиректна метода: губитак са димним гасовима, губитак услед непотпуности сагоревања и губитак услед несагорелог у пелелу					видети EN 12809: 2001
ЕМИСИЈА	CO <sub>2</sub> или O <sub>2</sub> , CO, OGC, TSP (NO <sub>x</sub> ако је потребно)	CO <sub>2</sub> или O <sub>2</sub> , CO					
	Енергетске и-ке						
	Еколошке и-ке						

EN 303-5:1999 дефинише захтеве квалитета котлова за централно грејање на чврсто гориво са називном топлотном снагом до 300 kW, укључујући пелете од биомасе.

Табела 3.3. Енергетске карактеристике котлова за централно грејање према EN 303-5

Номинална снага ложног уређаја	Степен корисности (%)
Ручни довод горива	
мање од 10 kW	73
10 – 150 kW	$65,3 + \log P_N^*$
150 – 300 kW	83
Аутоматски довод горива	
мање од 10 kW	76
10 – 150 kW	$68,3 + \log P_N^*$
150 – 300 kW	86

\*  $P_N$  – номинална снага ложног уређаја



Слика 3.5. Захтеви за степен корисности котлова за централно грејање

Као што је раније објашњено, захтеви за еколошке карактеристике ложних уређаја у складу са EN 303-5 стандардом, укључују ограничења емисије штетних и опасних материја које настају сагоревањем. То укључује емисију угљен-моноксида (CO), азотних оксида (NOx), несагорелих угљоводоника (OGC) и чврстих честица. Ова ограничења се могу разликовати у националним стандардима који су усвојени на основу стандарда EN 303-5 и у складу са одговарајућим прописима и правилницима. Да би се упоредили измерене вредности емисије са ограничењима, стандард дефинише референтну вредност садржаја кисеоника у продуктима сагоревања (10% или 13% v/v), у зависности од земље. У табели 3.4. су приказане еколошке карактеристике ограничења



емисије у складу са EN 303-5 стандардом и националним стандардима усвојеним на његовој основи за Аустрију (АТ), Немачку (DE), Данску (DK), Швајцарску (CH), Холандију (NL) и Шведску (SE). Ограничења су приказана само за котлове номиналне снаге до 100 kW, који су предмет истраживања.

Табела 3.4. Еколошке карактеристике (ограничења емисије) у складу са EN 303-5

Граничне вредности емисије угљенмооксида (CO) у mg/Nm <sup>3</sup> [2]							
Номинална топлотна снага (kW)	EN 303-5	АТ <sup>c)</sup>	DE	DK	CH	NL	SE <sup>c)</sup>
< 4	5.000 <sup>a)</sup> 3.000 <sup>b)</sup>	1.100 <sup>a)</sup> 500 <sup>b)</sup>	-	2.000 <sup>a)</sup> 400 <sup>b)</sup>	4.000	-	400
4 – 15			800 <sup>d)</sup> 1.000 <sup>e)</sup> 400 <sup>f)</sup>				-
15 – 50	2.500				1.000		-
50 – 70							-
70 – 100							-
O <sub>2,ref</sub> (% v/v)	10	-	13	10	13	-	-

<sup>a)</sup>ручно ложење <sup>b)</sup>аутоматско ложење <sup>c)</sup>у mg/MJ<sub>NCV</sub> <sup>d)</sup>за дрвени пелет <sup>e)</sup>за пелет од сламе <sup>f)</sup>од 2015.

Граничне вредности емисије азотних оксида (NO <sub>x</sub> ) у mg/Nm <sup>3</sup> [2]							
Номинална топлотна снага (kW)	EN 303-5	АТ <sup>a)</sup>	DE	DK	CH	NL	SE
< 4							
4 – 15							
15 – 50	-	150	-	340	250	-	-
50 – 70							
70 – 100							
O <sub>2,ref</sub> (% v/v)	-	-	-	11	13	-	-

<sup>a)</sup>у mg/MJ<sub>NCV</sub>

Граничне вредности емисије несагорелих угљоводоника (OGC) у mg/Nm <sup>3</sup> [2]							
Номинална топлотна снага (kW)	EN 303-5	АТ <sup>c)</sup>	DE	DK	CH	NL	SE
< 4	150 <sup>a)</sup> 100 <sup>b)</sup>	80 <sup>a)</sup> 40 <sup>b)</sup>	-	70 <sup>a)</sup> 25 <sup>b)</sup>	-	-	150 <sup>a)</sup> 100 <sup>b)</sup>
4 – 15							
15 – 50	100 <sup>a)</sup> 80 <sup>b)</sup>						100 <sup>a)</sup> 80 <sup>b)</sup>
50 – 70							
70 – 100							10
O <sub>2,ref</sub> (% v/v)	10	-	-	10	-	-	10

<sup>a)</sup>ручно ложење <sup>b)</sup>аутоматско ложење <sup>c)</sup>у mg/MJ<sub>NCV</sub>

Граничне вредности емисије чврстих честица у mg/Nm <sup>3</sup> [2]							
Номинална топлотна снага (kW)	EN 303-5	АТ <sup>c)</sup>	DE	DK	CH	NL	SE
< 4	150	60	-	70 <sup>a)</sup> 40 <sup>b)</sup>	-	100	-
4 – 15							
15 – 50	150	60	60 <sup>d)</sup> 100 <sup>e)</sup> 20 <sup>f)</sup>	70 <sup>a)</sup> 40 <sup>b)</sup>	-	100	-
50 – 70							
70 – 100					100 <sup>a)</sup> 50 <sup>b)</sup>		
O <sub>2,ref</sub> (% v/v)	10	-	13	10	13	11	-

<sup>a)</sup>ручно ложење <sup>b)</sup>аутоматско ложење <sup>c)</sup>у mg/MJ<sub>NCV</sub> <sup>d)</sup>за дрвени пелет <sup>e)</sup>за пелет од сламе <sup>f)</sup>од 2015.



Стандард EN 14785:2006 утврђује специфичне енергетске и еколошке карактеристике за кућне пећи које користе дрвни пелет, а имају номиналну снагу до 50 kW и аутоматско пуњење горивом. Поступци испитивања су прописани за утврђивање номиналне и редуковане топлотне моћи уређаја, а на основу ових испитивања дефинишу се карактеристике које су неопходне. Номинална топлотна снага се односи на укупну топлотну снагу уређаја коју наводи произвођач и која се остварује при дефинисаним условима испитивања и употребе испитног горива. С друге стране, редукована топлотна снага се односи на смањену топлотну снагу уређаја која се остварује при дефинисаним условима испитивања и употребе испитног горива. Критеријум за процену енергетских карактеристика ложишта је степен ефикасности - корисности, који се израчунава на основу испитивања.

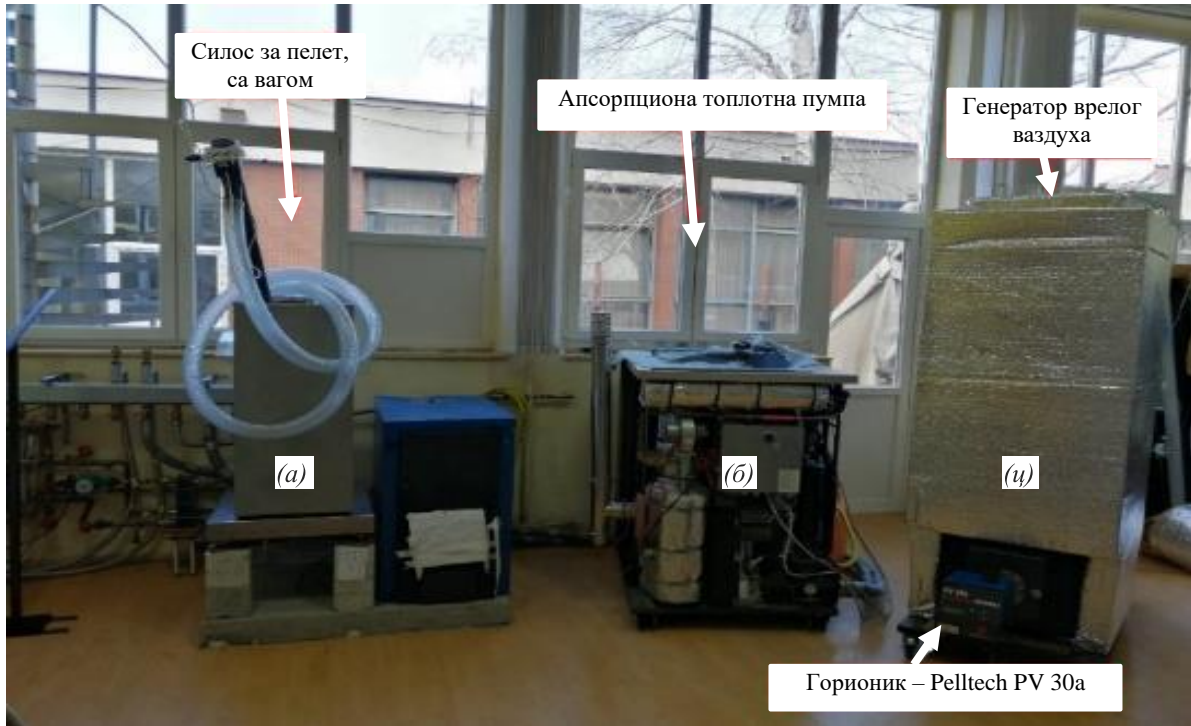
Стандард EN 14785 захтева да степен корисности буде већи од 75% при испитивању номиналне топлотне снаге и већи од 70% при испитивању редуковане топлотне снаге. Што се тиче еколошких карактеристика, стандард разматра само емисију угљен-моноксида при референтној вредности кисеоника од 13% v/v. Емисија угљен-моноксида мора бити мања од 500 mg/m<sup>3</sup> (436.45 ppm) при испитивању номиналне топлотне снаге и мања од 750 mg/m<sup>3</sup> (654.68 ppm) при испитивању редуковане топлотне снаге, у зависности од начина испитивања топлотне снаге.

### **3.3. Опис експерименталног истраживања**

Експериментално истраживање у оквиру ове докторске дисертације је спроведено у Лабораторији за термотехнику на Машинском факултету у Нишу (слике 3.6, 3.7 и 3.8), у периоду фебруар-март 2021. године и јун-јули 2022. године, како би се добили грејни и расхладни режими.

Интегрални део испитног штанда ове докторске дисертације састојао се од радних уређаја са мерно-регулационом и аквизиционом опремом, опреме за квалификовање рада тих уређаја мерењем температуре (продуката сагоревања, ваздуха, воде), протока, потрошње горива. Главне компоненте су резервоар погонског горива (биомасе – пелета) са вагом која мери у реалном времену потрошњу пелета, затим генератор врелог ваздуха ГВВ који загрева ваздух и на преко 100°C и апсорпциона топлотна пумпа марке Robur GANP са понором топлоте (слика 3.6). Сви сензори су повезани са системом за аквизицију података који је повезан са рачунаром.





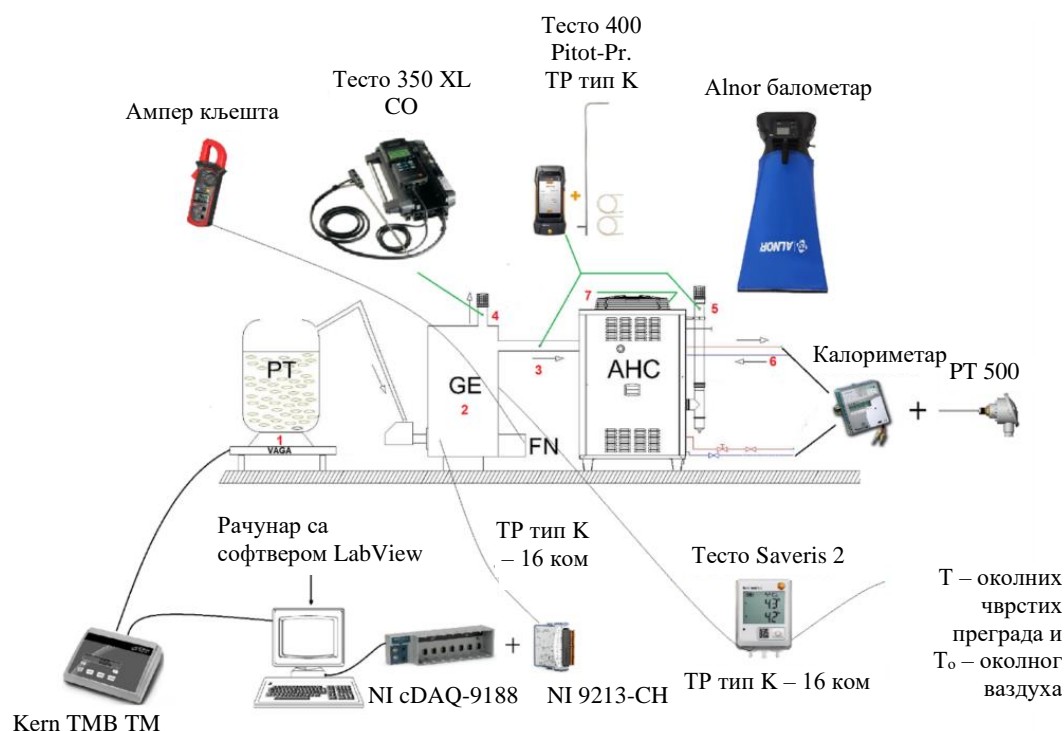
Слика 3.6. Лабораторијски штанд за испитивање  
(а)- резервоар пелета са вагом, (б) апсорпциона топлотна пумпа – Robur,  
(ц) - генератор врелог ваздуха

Апликација за прикупљање података је урађена коришћењем платформе LabView [62] и инсталирана је на рачунару, рачунар је повезан на интернет тако да су сви мерени подаци били доступни и on-line.

На слици 3.8 су показани основни елементи експерименталне инсталације са мерно-регулационом опремом, при чему су уведене следеће ознаке:

- **позиција 1** – резервоар пелета са вагом Kern & Sohn за мерење потрошње пелета у реалном времену;
- **позиција 2** – генератор врелог ваздуха са гориоником Pelltech 30a (до 30 kW) и вентилатором (FN); мерење температуре помоћу аквизиције NIcDAQ 9188 и модула NI9213 CH термопара типа К и потрошње струје на вентилатору помоћу Ампер метра и температуре површине омотача ГВВ помоћу TESTO Saveris 2;
- **позиција 3** – мерно место температуре и протока ваздуха из генератора врелог ваздуха помоћу термопара типа К и аквизиционог уређаја TESTO 400 са Pitot–Prandtl – сондом;





Слика 3.8. Испитни штанд са мерном инсталацијом, мерном опремом и мерним местима

- **позиција 4** – мерно место температуре, протока и концентрације CO продуката сагоревања насталих сагоревањем пелета, помоћу термопара типа K и аквизиционог уређаја TESTO 350, 400 са Pitot– Prandtl сондом;
- **позиција 5** – мерно место температуре и протока ваздуха који излази из десорбера АТП помоћу термопара типа K и TESTO 400 са Pitot-Prandtl сондом;
- **позиција 6** – мерење температуре и протока воде ка понорима топлоте помоћу две PT-500 сонде и Kamstrup аквизиционе јединице за мерење протока;
- **позиција 7** – Alnor балометар за мерење протока ваздуха кроз АТП Robur.

### 3.4. План експерименталног истраживања

Најпре је обављена серија уводних експерименталних мерења у циљу сагледавања рада основних елемената инсталације, пре свега генератора врелог ваздуха у спреси са апсорпционом топлотном пумпом, а како би се сагледао опсег промене радних параметара у систему у зимском и летњем режиму. На основу уводних експеримената утврђен је опсег промене радних параметара у току експерименталног истраживања. Варирани су следећи радни параметри:



- снага горионика пелета на генератору врелог ваздуха (ГВВ) у опсегу од 15 до 30 kW; за извођење експеримената је одабрано шест вредности снаге горионика: 15; 18; 21; 24; 27 и 30 kW.
- проток ваздуха кроз ГВВ и десорбер АТП у радном опсегу од 137.6 - 815.9 m<sup>3</sup>/h у складу са променама брзине на вентилатору ГВВ од I – III у зависности од тога да ли је ГВВ спрегнут или није спрегнут са АТП; за извођење експеримената су усвојене три вредности протока ваздуха кад је ГВВ спрегнут са АТП: 0.038; 0.074 и 0.101 kg/s, односно три вредности протока ваздуха кад ГВВ није спрегнут са АТП: 0.170; 0.204 и 0.225 kg/s.
- радни режим АТП, зимски/летњи режим (температура околине приликом спровођења експерименталних истраживања варира је од 0 – 7.5°C у зимском режиму и од 25 – 32°C у летњем режиму).

Као последица промене ових параметара мењали су се и остали параметри система, а пре свих параметри од интереса:

- температура ваздуха за погон десорбера АТП;
- температура воде (грејаног флуида) из АТП;
- снага грејања и хлађења система, као и
- губици топлоте система.

У табели 3.5 приказани су сви параметри који су мерени током експерименталног истраживања.

Табела 3.5. Преглед параметара који су праћени током експеримента

Главни аквизициони параметри испитиваног система	Мерени параметри	Ознака	Мерна јединица
<b>Испитна јединица:</b>			
<b>Силос пелета са вагом Kern &amp; Sohn ТМВ-ТМ, горионик пелета Pelltech 30a</b>	- Потрошња горива - пелета у реалном времену	$\dot{m}_g$	kg/s
	- Доња топлотна моћ пелета	$H_d$	MJ/kg
	- Индиректно праћење снаге у горионику пелета	$P_g$	W
	- Потрошња електричне енергије силоса и горионика	$E_{gs}$	W

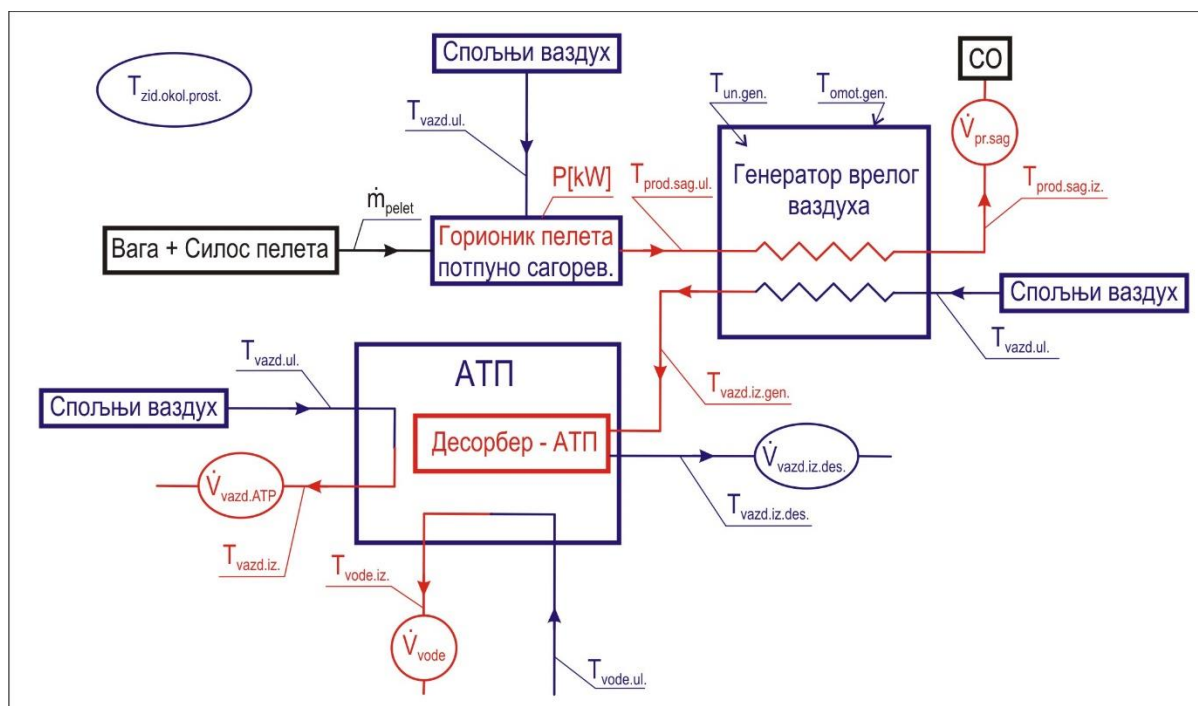


(Наставак табеле 3.5)

<b>Robur GAHP-AR апсорпциона топлотна пумпа/чилер</b>	- Улазна температура ваздуха у десорбер АТП	$T_{ug} - T_{15}$	$^{\circ}\text{C}$
	- Излазна температура ваздуха из десорбера - АТП	$T_{ig} - T_{16}$	$^{\circ}\text{C}$
	- Проток врелог ваздуха кроз десорбер - АТП	$\dot{V}_{vg}$	$\text{m}^3/\text{s}$
	- Проток воде (грејани флуид) кроз кондензатор/испаривач $\text{NH}_3$ - АТП	$\dot{V}_w$	$\text{m}^3/\text{h}$
	- Улазна температура воде у кондензатор/испаривач - АТП	$T_{w,ul}$	$^{\circ}\text{C}$
	- Излазна температура воде из кондензатора/испаривача - АТП	$T_{w,iz}$	$^{\circ}\text{C}$
	- Потрошња струје (електрична снага - АТП)	$E_{ch}$	$\text{W}$
<b>Генератор врелог ваздуха (ГВВ)</b>	- Улазна (спољна) температура ваздуха у ГВВ	$T_0, T_{14}$	$^{\circ}\text{C}$
	- Температура продуката сагоревања на улазу у прву промају (изнад горионика)	$T_1$	$^{\circ}\text{C}$
		$T_2 - \text{ca RS}^*$	$^{\circ}\text{C}$
	- Температуре унутар ГВВ	$T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, T_8, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{12}, T_{14}$	$^{\circ}\text{C}$
	- Температуре продуката сагоревања на улазу у димњак	$T_{13}$	$^{\circ}\text{C}$
	- Температура спољних површина генератора, укупно 8 термопара по спољној површини за квантификацију и квалификацију губитака топлоте у околину	$T_1', T_2', T_3', T_4', T_5', T_6', T_7', T_8'$	$^{\circ}\text{C}$
	- Температура околних зидова (преграда) и прозора	$T_{z1}, T_{z2}, T_{z3}, T_{z4}, T_{z5}, T_p$	$^{\circ}\text{C}$
	- Проток продуката сагоревања - АТП	$\dot{V}_{pg}$	$\text{m}^3/\text{h}$
- Потрошња струје (ел. снага вентилатора и горионика)	$E_{gvv}$	$\text{W}$	

\*RS-Radiation shield, заштита од зрачења околних зидова

На слици 3.9 приказан је дијаграм токова радних флуида са мерним местима термо-струјних величина за квантификацију и квалификацију енергетског потенцијала испитиваног система.



Слика 3.9. Дијаграм токова радних флуида и шема мерних места на испитном штанду

У складу са ознакама на слици 3.8 и дијаграмом токова радних флуида (слика 3.9) у тексту испод су детаљно дати описи нумерисаних испитних места.

### 3.4.1. Мерења на силосу за пелет

На **позицији 1** на слици 3.8 са леве стране налази се резервоар за пелет са високо прецизном вагом **Kern & Sohn KMB – TM** (слика 3.11) [59]. Силос (слика 3.10) за пелет (слика 3.12) непрекидно снабдева горионик одговарајућом количином пелета у складу са задатом снагом на горионику и режимом рада генератора. Вага у реалном времену мери и уснимава потрошњу пелета у Excel документ, са временским кораком од неколико секунди до неколико минута, те се индиректно контролише снага у горионику.

Вага поседује све сертификате из DIN ISO 9001:2008 и класе тачности је  $1 \times 10^{-3} \text{kg}$ . За ово испитивање тачност је упоређена са баждареном вагом из фирме Vagamont doo из исте класе вага. Техничке карактеристике ваге су: тип ваге – електромеханичка, калибрација – екстерна, дисплеј - LCD са засебним индикатором рада, комуникациони порт - RS232, ниво заштите од вибрација – добар, примена –



индустрија, поставка - на хоризонталне подлоге, опсег тежина/опсег тачности  $1 \times 10^{-3}$  kg, max. 600 kg (1322 lb), min. 0,01 kg (0,02 lb).



Слика 3.10. Силос пелета са постолем ваге Kern & Sohn KMB – TM и дистрибутивним цревом за пелет



Слика 3.11. Аквизициона јединица ваге Kern & Sohn KMB – TM



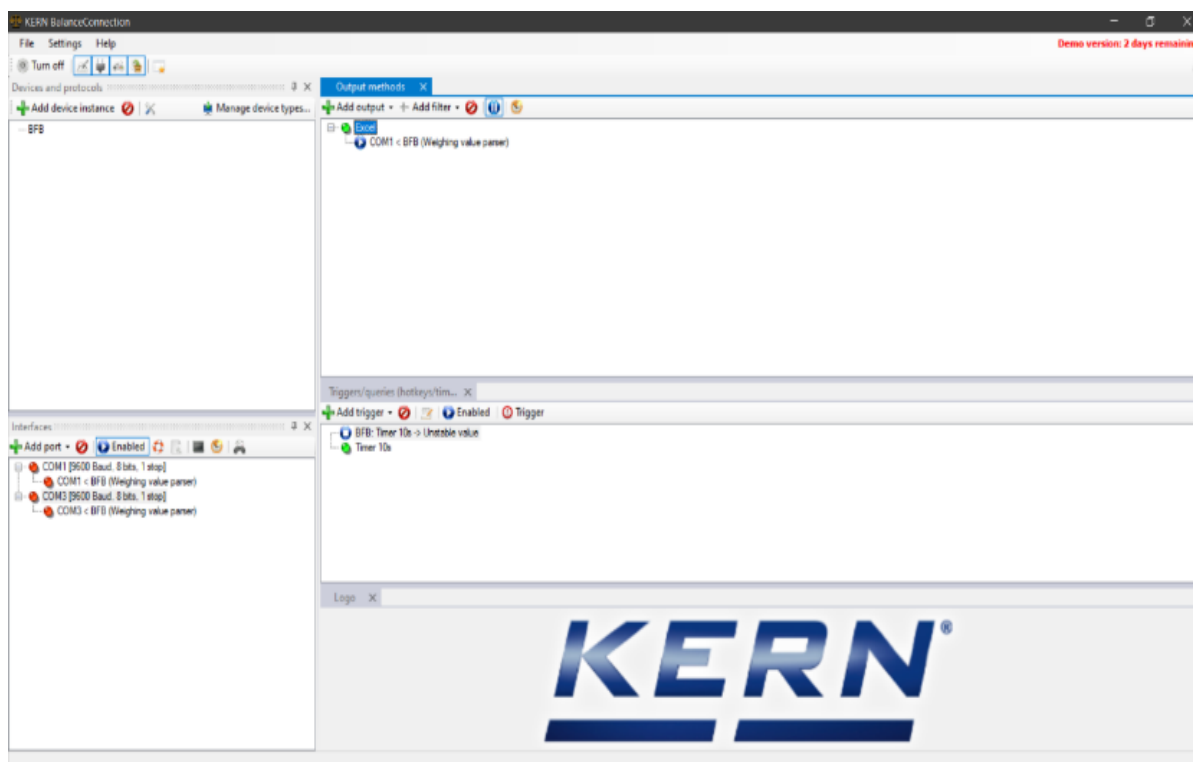
Слика 3.12. Паковање пелета



Пелет (слика 3.12) који се користио у експерименталном раду је од буковог дрвета са карактеристикама по спецификацији произвођача BIOENERGYPOINT, у класи EN PLUSA2, ISO 17225-2: пречник пелета 6 mm, дужина пелета  $3.5 \leq L \leq 40$  mm, влага  $\leq 10\%$ , доња топлотна моћ  $\geq 16.5$  MJ/kg.

На слици 3.13. приказан је интерфејс софтвера за континуалну аквизицију података потрошње пелета приликом реалног мерења.

Провера топлотне моћи пелета извршена је у Лабораторији за погонске материјале Машинског факултета у Нишу помоћу калориметра са бомбом и поступком, који је устаљен у датој лабораторији (слике 3.14 и 3.15).



Слика 3.13. Интерфејс софтвера за аквизицију потрошње пелета у реалном времену, KERN

Експериментално – аналитички је утврђено да је доња топлотна моћ врсте пелета који је коришћен у свим експериментима  $H_d = 16.4869$  MJ/kg. Ова вредност за доњу топлотну моћ пелета је приближно једнака вредности коју даје произвођач пелета.

На сликама 3.16 до 3.22 приказана је промена масе пелета у силосу зависно од снаге подешене на горионику :15, 17, 18, 21, 24, 27 или 30 kW.



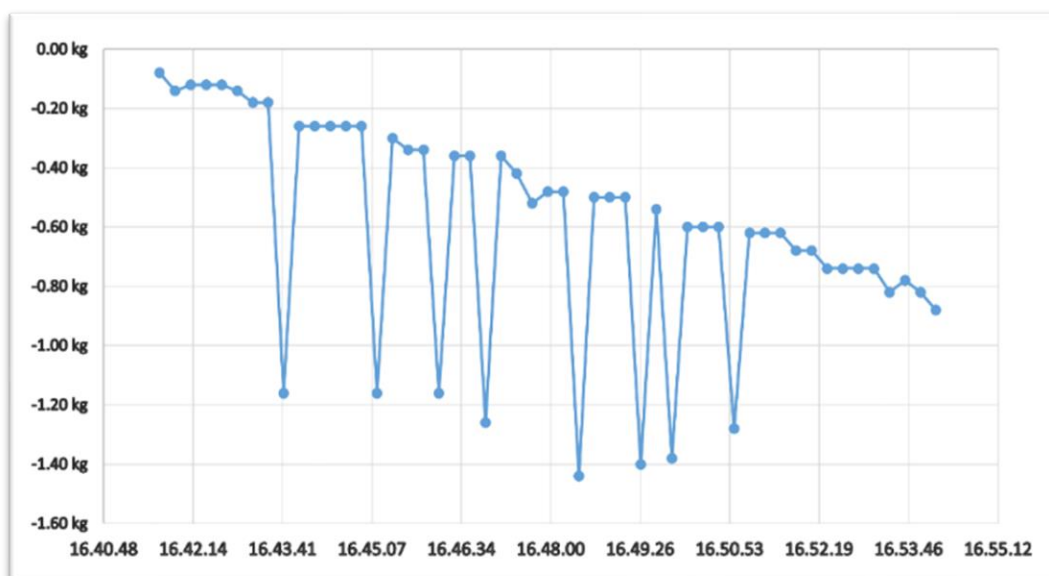


Слика 3.14. Калориметар са бомбом



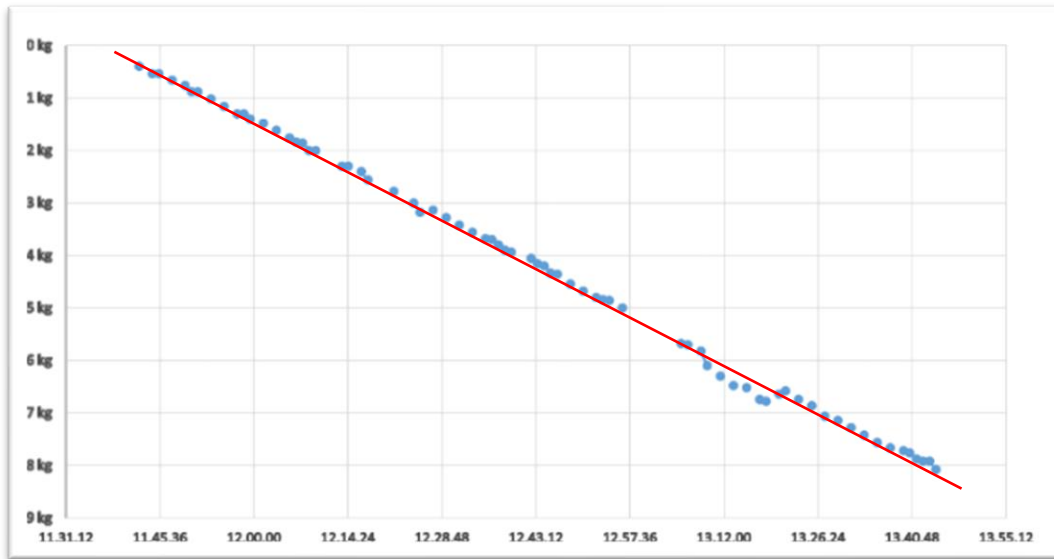
Слика 3.15. Сушница за сушење горива

Уочава се да нагиби промене масе пелета са временом за све експерименте имају тренд линеарне зависности, са стрмијим падом за веће снаге горионика. Ово је сасвим реално у стационарним условима, маса утрошеног пелета по јединици времена је константна. Негативне вредности приликом мерења су последица јер се од пуног силоса одузима маса, те вага има опцију да приказује негативне вредности. Маса од 0 kg дакле одговара случају кад је силос пун са пелетом, при чему је укључена и маса дистрибутивног црева.



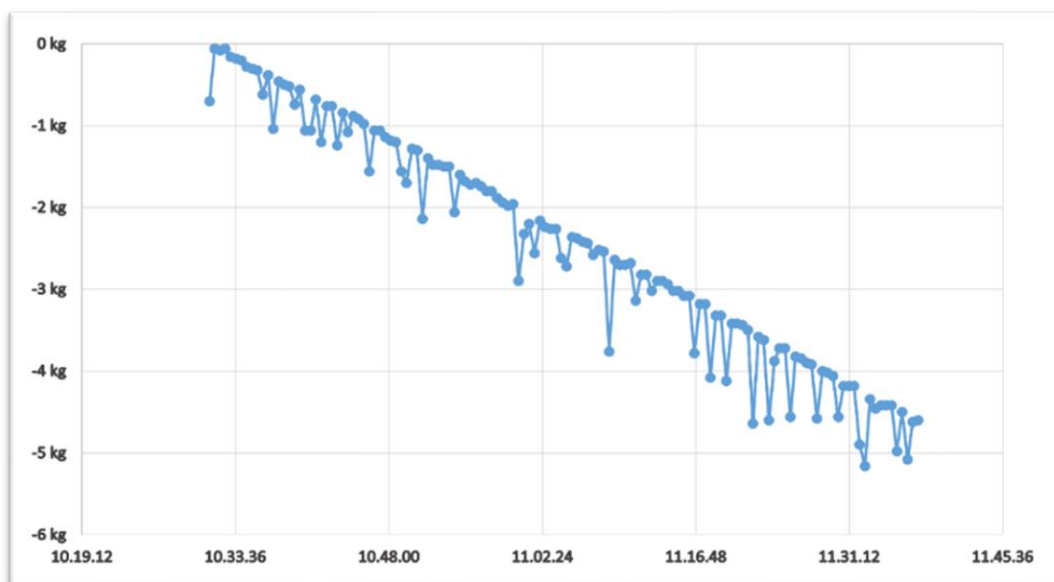
Слика 3.16. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 15 kW

Израчуната снага на основу резултата мерења, са временским кораком од 15 s је  $15 \text{ kW} \pm 2\%$ .



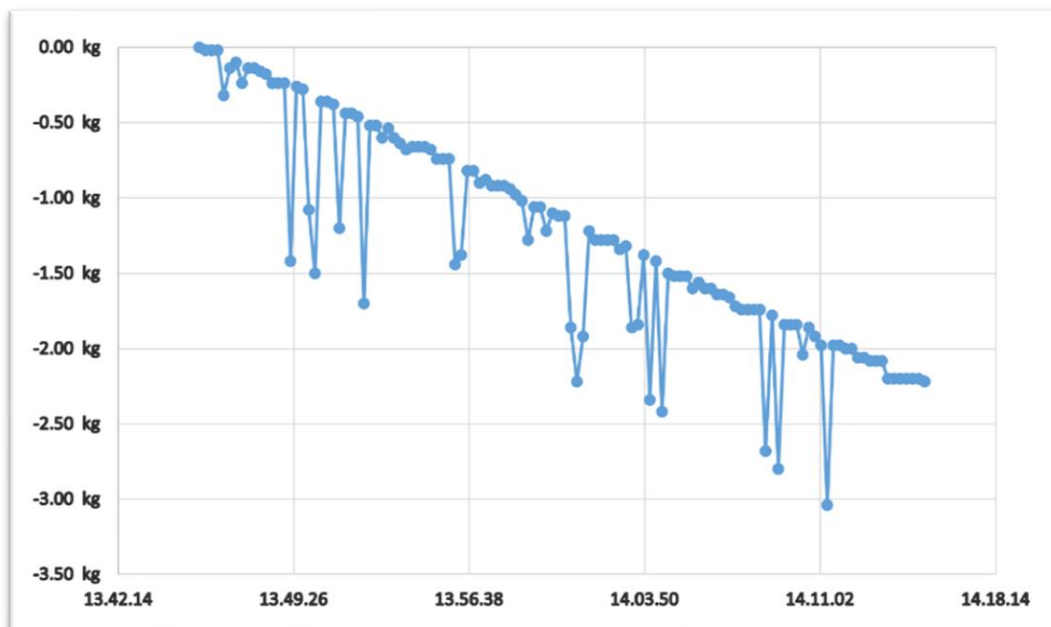
Слика 3.17. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 17 kW, са уклоњеним одступањима услед механичког померања дистрибутивног црева пелета

Израчуната снага на основу резултата мерења са временским кораком од 60 s је 17.48 kW.



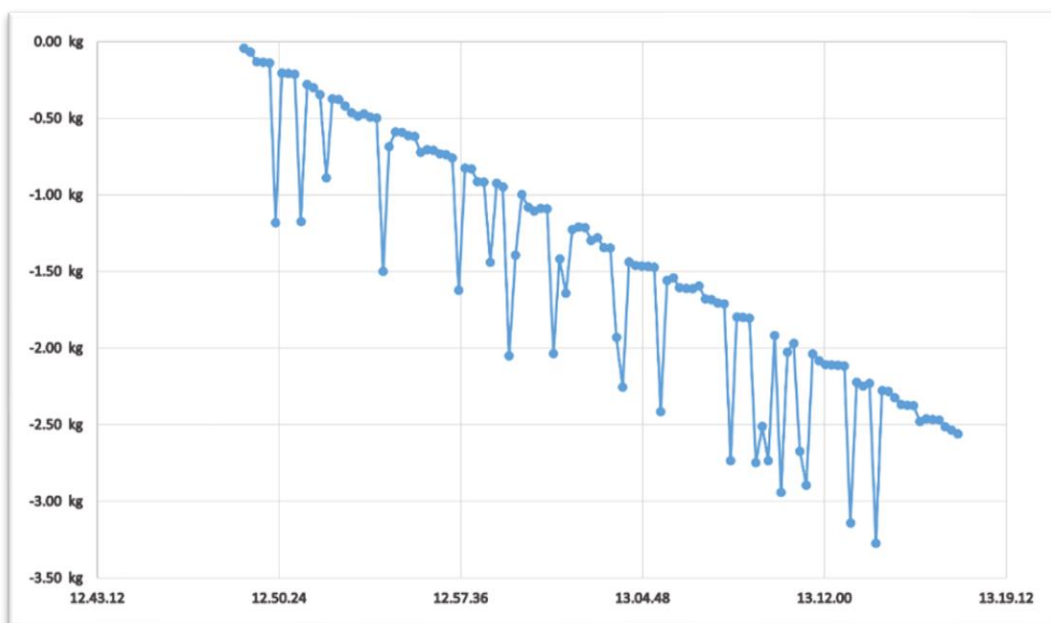
Слика 3.18. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 18 kW

Израчуната снага на основу резултата мерења са временским кораком од 30 s је 18 kW  $\pm$  3%.



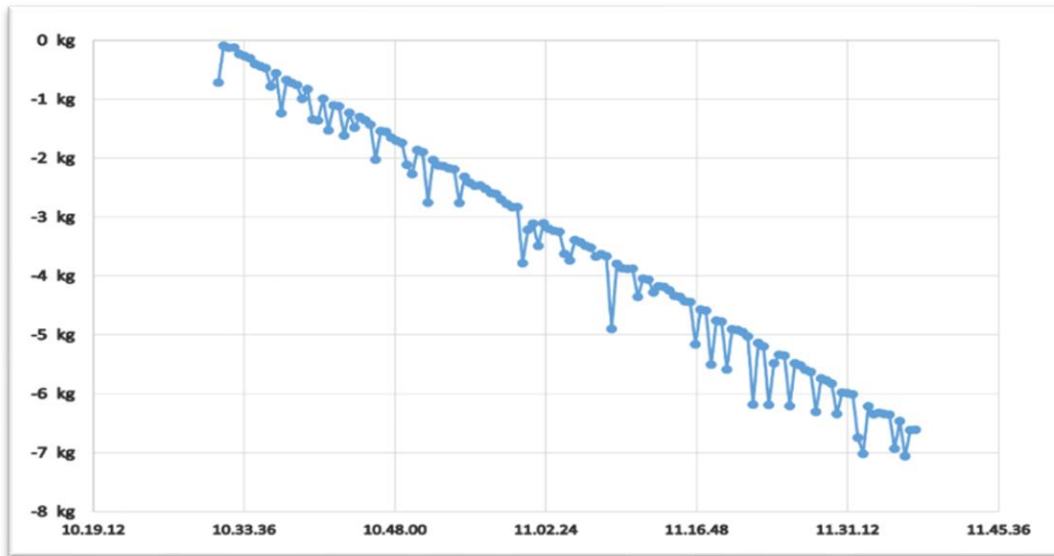
Слика 3.19. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 21 kW

Израчуната снага на основу резултата мерења са временским кораком од 15 s је  $21 \text{ kW} \pm 3\%$ .

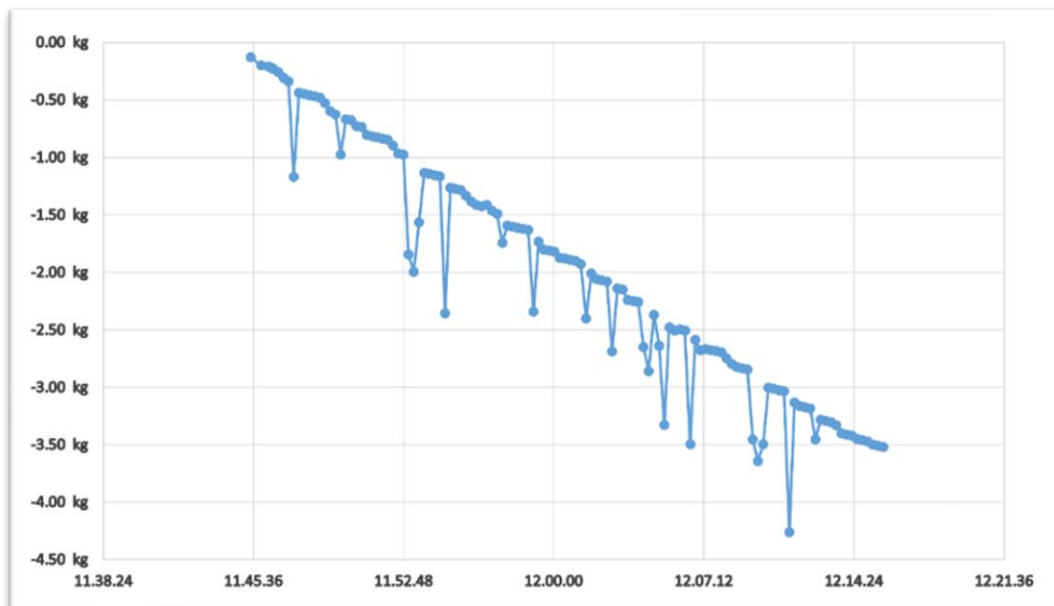


Слика 3.20. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 24 kW

Израчуната снага на основу резултата мерења са временским кораком од 15 s је  $24 \text{ kW} \pm 3\%$ .



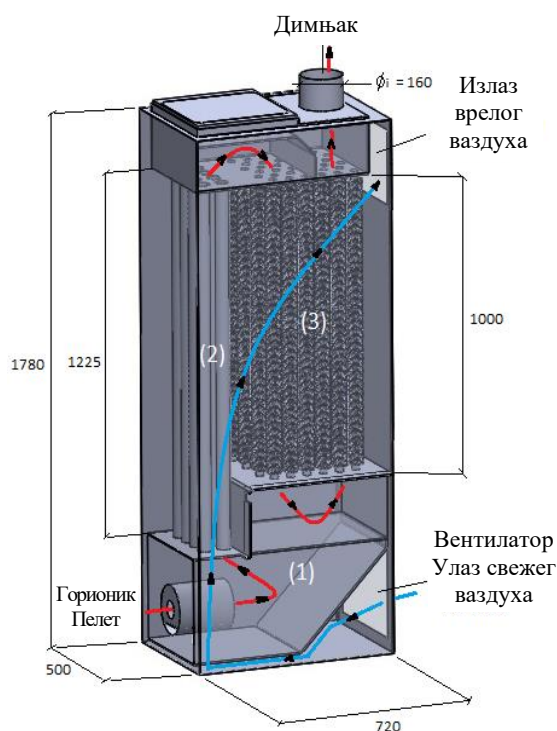
Слика 3.21. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 27 kW  
Израчуната снага на основу резултата мерења са временским кораком од 30 s је  
27 kW  $\pm$  3%.



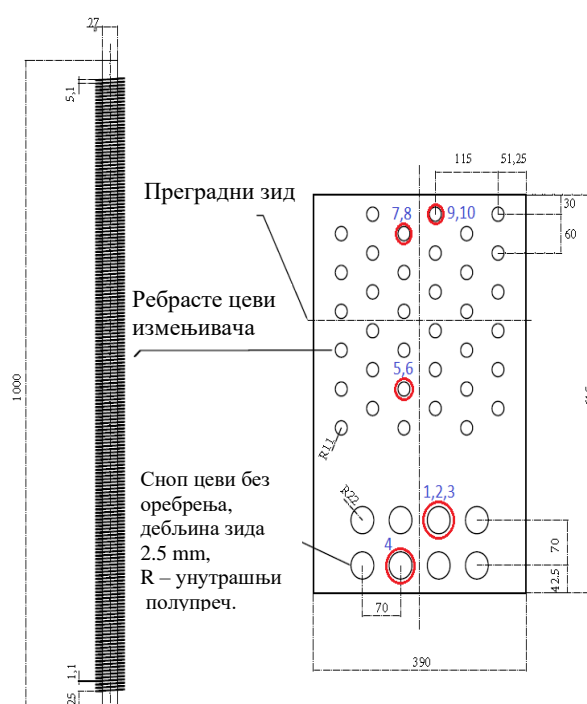
Слика 3.22. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 30 kW  
Израчуната снага на основу резултата мерења са временским кораком од 15 s је  
30 kW  $\pm$  3%.

### 3.4.2. Мерења на генератору врелог ваздуха

На **позицији 2** на слици 3.8 се налази генератор врелог ваздуха (ГВВ) са ложиштем на биомасу-пелет за покретање апсорпционе топлотне пумпе. На сликама 3.23 и 3.24 дате су основне димензије и облик ГВВ. Зидови генератора су израђени од котловског челика (EN 10028-2 Grade P265GH normalized or normalized formed (+N) – Low Carbon Steel) са термофизичким карактеристикама које се могу наћи у [45], дебљине зида 5 mm.



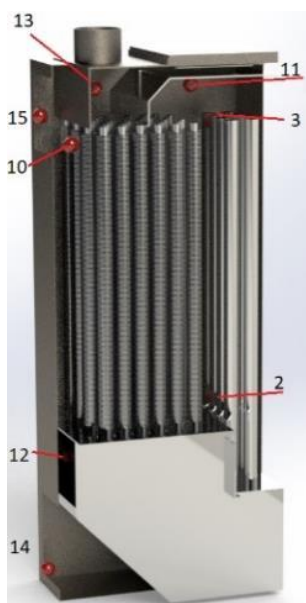
Слика 3.23. Основне димензије генератора у [mm] и путеве струјања продукта сагоревања (црвено) и ваздуха (плаво), са ложиштем (1), цевним измењивачем (2) и ребреним цевним измењивачем (3)



Слика 3.24. Димензије ребреног цевног измењивача [mm] са позицијама постављања термпарова (црвено); термпарови којима је мерена температура на улазима и излазима из цеви су постављени на 1.8 cm од ивице цеви

Цео генератор је обложен са 10 cm изолације од минералне вуне и преко са рефлектујућом ваздушном алуминијумском фолијом чија је дебљина мехурића 2,5 mm са термофизичким карактеристикама које се могу наћи у [51], како би се губици топлоте свели на најнижи могући ниво. Укупан коефицијент отпора пролазу топлоте кроз зид генератора, изолационе слојеве и алуминијумску ваздушну фолију је 3,2 m<sup>2</sup>K/W.

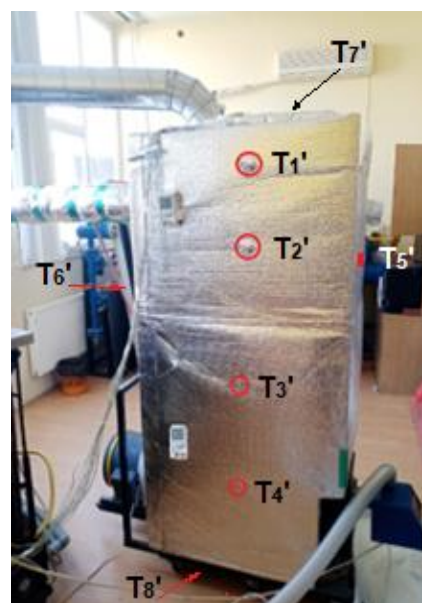
У самом генератору, у циљу утврђивања његове ефикасности, мере се температуре продуката сагоревања: на улазу у цеви прве промаје на две просторно блиске позиције  $T_1$  и  $T_2$  (који је са РС), унутар цеви на излазу из прве промаје - две позиције  $T_3$  и  $T_4$ , унутар прве скретне коморе – прелаз из прве у другу промају  $T_{11}$ , на улазу  $T_5$  и излазу из цеви друге промаје  $T_6$ , унутар друге скретне коморе – прелаз из другу у трећу промају  $T_{12}$ , на улазу  $T_7$  и излазу из цеви треће промаје - две позиције  $T_8$  и  $T_9$ , на улазу продуката сагоревања у димњак (излаз из ГВВ)  $T_{13}$ , затим се мери температура на спољашњој површини ребра  $T_{10}$ , као и температуре ваздуха непосредно након улаза у ГВВ  $T_{14}$  (место мерења изабрано у функцији нумеричких симулација - температура приближно једнака температури околног ваздуха  $T_0$ ) и на излазу из ГВВ (улаз у десорбер)  $T_{15}$ . Коначно, мери се и температура ваздуха на излазу из десорбера АТП  $T_{16}$ . Мерне позиције су приказане на сликама 3.24 до 3.26. Резултати мерења дати су на крају поглавља 3.



Слика 3.25. Позиције термопарова унутар генератора врелог ваздуха



Слика 3.26. Термопарови постављени унутар генератора врелог ваздуха



Слика 3.27. Термопарови по спољашњем омотачу генератора врелог ваздуха

На слици 3.27 на позицијама које су обележене црвеним круговима су термопарови од 1' до 4' који су постављени на по 35 cm од доње ивице бочне стране по средини, до врха зида ГВВ, а остали термопарови од 5' до 8' су постављени у средишту предње, задње, горње и доње стране ГВВ (слика 3.27).

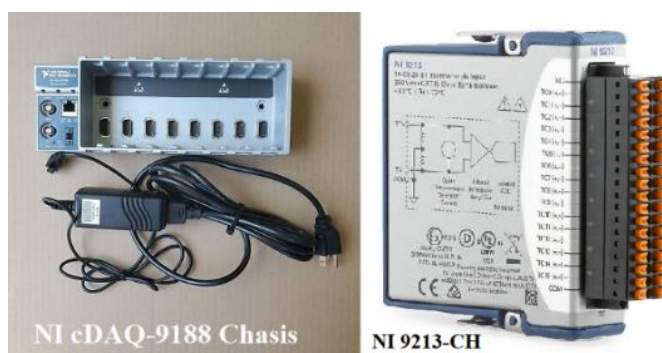
За аквизицију и снимање података у функцији добијања расподеле температура унутар генератора врелог ваздуха, коришћен је програм **NI LabView** са опремом **NIcDAQ-9188** [71] и 16-то каналним модулом за термопарове **NI 9213-CH** [71] који су смештени у затворену расхладну термос кутију ради остваривања оптималних мерења у непо ремећеној средини константне температуре без струјања ваздуха (слике 3.28 и 3.29).

За мерења спољних температура омотача генератора врелог ваздуха са термопаровима коришћен је систем **Testo Saveris2** [78] (слика 3.30), при чему како је већ речено по једној већој бочној страници постављено 4 термопарова (са друге стране нису постављени термопарови због симетричности ГВВ), на предњој и задњој по 1 и на горњој и доњој по 1 термопар (укупно 8 термопара).

Техничке карактеристике система **Testo Saveris 2** су: тежина 240 g; димензије 95 x 75 x 30,5 mm; радна температура -30 до +50°C; класа заштите IP54; време аквизиције 1 min; пренос сигнала бежични wifi; frequency band 2.4 GHz; wireless LAN standards IEEE 802.11 b/g/n and IEEE 802.1X; мерни опсег и карактеристике са термопаром Тип К - 195 до +1350°C; прецизност  $\pm (0,5 + 0,5\% \text{ од mV})$  °C; резолуција 0,1°C.



Слика 3.28. Аквизиција са NI cDAQ – 9188 и NI 9213 – CH



Слика 3.29. NI cDAQ – 9188 шасија и модул NI 9213 – CH, смештени у зелену термос кутију



Слика 3.30. Testo Saveris 2 коришћен за аквизицију температура са спољних површина ГВВ и околних зидова, преграда

У табели 3.6. дате су вредности осредњених (по времену) температура спољашњих површина ГВВ и околних зидова у зимском и летњем периоду при стационарном режиму рада.

Табела 3.6. Средње температуре спољних површина ГВВ при различитим стационарним радним режимима

	Снага горионика	Брзина вентилатора	T <sub>1</sub> '	T <sub>2</sub> '	T <sub>3</sub> '	T <sub>4</sub> '	T <sub>5</sub> '	T <sub>6</sub> '	T <sub>7</sub> '	T <sub>8</sub> '
			[°C]							
Зимски режим t <sub>o</sub> = 7°C	15kW	I	28.5	28.3	28.3	28.7	28.4	28.3	28.9	34.2
		III	27.3	27.1	27.1	27.5	27.2	27.2	28.5	32.3
	24kW	I	32.1	31.9	31.7	31.8	31.8	31.6	33.5	36.1
		III	31.5	31.3	31.4	31.4	31.3	31.3	32.9	35.6
	30kW	I	34.9	34.6	34.7	34.8	34.7	34.7	35.8	37.1
		III	33.2	32.9	32.8	34.1	33.5	33.6	36.1	36.9
Летњи режим t <sub>o</sub> = 32°C	15kW	I	41.2	40.8	40.7	42.1	40.8	40.7	43.2	44.5
		III	40.8	40.5	40.4	41.5	40.4	40.5	42.1	43.5
	24kW	I	43.2	42.9	42.9	43.1	42.7	42.8	44.5	46.1
		III	42.9	42.7	42.6	42.9	42.6	42.7	43.7	45.9
	30kW	I	45.1	44.8	44.7	45.6	44.3	44.3	46.5	48.1
		III	44.8	44.7	44.6	45.4	44.7	44.6	46.2	47.9

У табели 3.7 приказане су осредњене температуре унутрашњих површина зидова просторије током зимског и летњег периода. Димензије просторије су дужина 8.1 m, ширина 9 m и висина 4.86 m.





Табела 3.7. Средње температуре унутрашњих зидова просторије где се испитује систем ГВВ и АТП

	T <sub>z1-zapadni</sub>	T <sub>z2-istok</sub>	T <sub>z3-jug</sub>	T <sub>z4 - pod</sub>	T <sub>z5 - plafon</sub>	T <sub>p – prozori</sub>
	[°C]					
Зимски режим	6.1	5.8	6.2	3	6.8	2.8
Летњи режим	29.4	29.2	29.5	28.8	32.8	28.5

Губици топлоте кроз омотач генератора врелог ваздуха су срачунати узимајући у обзир губтке топлоте услед природне конвекције и зрачења површине омотача ГВВ. За израчунавање термофизичких параметара: вискозности, густине, топлотног капацитета и коефицијент провођења топлоте ваздуха у зависности од температуре коришћене су полиномне једначине [39]. За одређивање губитака топлоте услед природне конвекције коришћене су критеријалне једначине [47] у зависности од положаја и облика површине са које се преноси топлота:

- са вертикалних површина ГВВ

$$Nu = \left[ 0.825 + \frac{0.387 \cdot (Gr_{fl} \cdot Pr_z)^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left( \frac{0.492}{Pr_z} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (3.1)$$

Ова једначина је примењива за цео опсег вредности  $Ra$  бројева. Карактеристична геометријска величина је висина ГВВ.

- са хоризонталних површина ГВВ
  - кад површина за размену топлоте гледа навише:

$$Nu = 0.54 \cdot (Gr_{fl} \cdot Pr_z)^{\frac{1}{4}} \quad (3.2)$$

Ова једначина је примењива за опсег вредности  $Gr_{fl} \cdot Pr = Ra = 10^4 - 10^7$ .

- кад површина за размену топлоте гледа наниже

$$Nu = 0.27 \cdot (Gr_{fl} \cdot Pr_z)^{\frac{1}{4}} \quad (3.3)$$

Ова једначина је примењива за опсег вредности  $Gr_{fl} \cdot Pr = Ra = 10^5 - 10^{11}$ .



Карактеристична дужина хоризонталне површине у оба случаја представља однос површине и обима дате равни:

$$L_H = \frac{A}{O} \quad (3.4)$$

Карактеристичне температуре су измерене температуре  $T'_z$  на одговарајућој површини ГВВ и околног ваздуха  $T_\infty$ .

Коефицијент прелаза топлоте је:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad (3.5)$$

Конвективни губици топлоте су:

$$\dot{Q} = \alpha A (T'_z - T_\infty) \quad (3.6)$$

Губици топлоте услед зрачења са површина ГВВ су дефинисани следећим изразима [46, 47, 88]:

$$\dot{Q}_{zra\check{c}enja} = C_{ef} \cdot A_{GVV} \cdot \left[ \left( \frac{T_{sr}'}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{z.sr}'}{100} \right)^4 \right] [W] \quad (3.7)$$

при чему су:

$$C_{ef} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_{GVV}}{A_{Sobe}} \left( \frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_c} \right)^4 \right]} - \text{резултујућа константа зрачења;}$$

$\epsilon_{GVV}$  - емисиони коефицијент алуминијумске фолије 0.06;

$\epsilon_{GVV}$  - емисиони коефицијент зида просторије 0.85.

Применом ових једначина формиран је Excel Macro програм дат у Прилогу 1 који у зависности од температуре ваздуха, температуре зидова ГВВ и просторије, емисионих коефицијената ГВВ и просторије, прорачунава укупне (конвективне и емисионе) губитке топлоте. Израчунате вредности губитака топлоте са површине ГВВ су дате у табели. 3.8.

У доњем делу генератора налази се горионик **Pelltech PV 30a** [96] са ложиштем где сагорева пелет (слика 3.31). Ту се генерише топлота која се путем пламена и врелих продуката сагоревања преноси на ваздух који се загрева. Распон снага горионика је од 15 – 30 kW.



Табела 3.8. Укупни топлотни губици са омотача ГВВ при стационарним радним режимима

	Снага горионика	Брзина вентилатора	$\dot{Q}_{\text{gub.totalni GVV, [kW]}$
Зимски режим $t_0 = 7^\circ\text{C}$	15	I	0.5679
		III	0.5311
	24	I	0.6840
		III	0.6682
	30	I	0.7804
		III	0.7413
Летњи режим $t_0 = 32^\circ\text{C}$	15	I	0.1962
		III	0.1839
	24	I	0.2444
		III	0.2374
	30	I	0.2957
		III	0.2957

Потрошња електричне енергије за рад горионика и пужног дозатора је 70 W при активном убацивању пелета у горионик, док у Stand by моду укупно троши 7 W.

Генерисана топлота се преноси кроз зидове ложишта и цевног измењивача топлоте који се налази у горњем делу генератора. Врели продукти сагоревања (слика 3.23) из ложишта (1), струје кроз сноп цеви (2) навише (прва промаја – први ход гасова) улазе у горњу комору и спуштају се (друга промаја) у први део ребрастог цевног измењивача (3), на дну улазе у доњу комору и одатле уструјавају нагоре у други део ребрастог цевног измењивача (трећа промаја) и на крају излазе кроз димњак. Генератор врелог ваздуха у доњем делу насупрот горионика и ложишта има вентилатор **Ruck EM 315 E2M 01** [77] који је са тробрзинском регулацијом (слике 3.23, 3.32 и 3.33) и има могућност регулисања протока ваздуха са максималним протоком до 3000 m<sup>3</sup>/h.

Након прикључивања вентилатора систему ГВВ проток ваздуха се кретао у опсегу од 635.4 за прву до 815.9 m<sup>3</sup>/h за трећу брзину, даљим прикључењем на десорбер и димњак АТП проток је био у опсегу од 137.6 за прву до 378.8 m<sup>3</sup>/h за трећу брзину, због повећања дужине и отпора струјања додатних компоненти. Односно, масени проток ваздуха кроз генератор врелог ваздуха, зависно од температуре (густине) ваздуха која је мерена у распону од 7 до 138°C, износио је 0.038 kg/s за I брзину, 0.074 kg/s за II брзину и 0.101 kg/s за III брзину.

Са ваздушне стране генератора, ваздух из околине улази на супроту страну од горионика (температура околине  $T_0$ ) и аксијалним вентилатором се удубава у доњи део генератора, где наструјава на спољашњи врели зид коморе за сагоревање и опструјава комору (слика 3.23). Ваздух наставља да струји навише где опструјава најпре глатке цеви прве промаје, а затим оребрени део друге промаје и на крају оребрени део треће промаје цевног измењивача топлоте. Након тога, загрејан ваздух (слике 3.23 и 3.34) напушта генератор у горњем делу изнад вентилатора, где се мери температура излазног ваздуха тј. ваздуха који излази из ГВВ, а улази у десорбер АТП. Унутрашњи пречник излазне цеви од лима за врели ваздух је 127 mm.



Слика 3.31. Горионик за пелет – Pelltech PV 30a – снаге од 15 до 30 kW



Слика 3.32. Вентилатор – Руск са супротне стране од горионика на генератору врелог ваздуха



Слика 3.33. Регулатор брзине вентилатора

Врели ваздух даље наставља да струји кроз десорбер апсорпционе топлотне пумпе где се врши одвајање расхладног флуида амонијака  $\text{NH}_3$  од воде  $\text{H}_2\text{O}$  за одвијање апсорпционог циклуса. При том процесу врели ваздух се хлади и напушта десорбер кроз димњак АТП (слика 3.34).

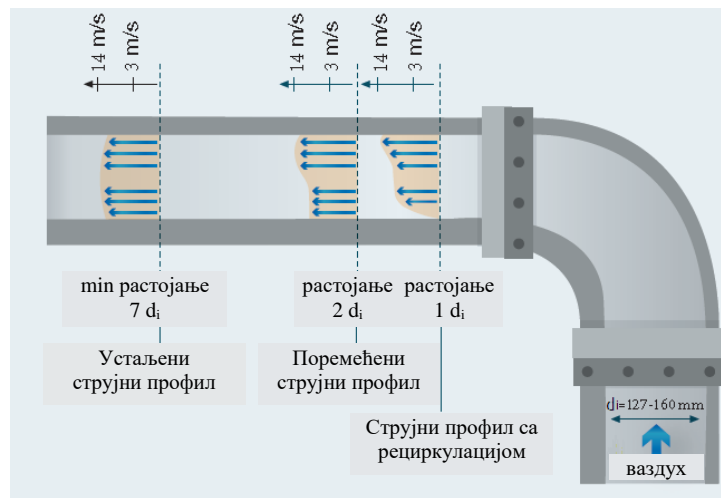
На **позицији 3** на сликама 3.4 и 3.34 је приказано мерно место на коме се мере температура врелог ваздуха који излази из генератора помоћу термопара типа К и проток ваздуха помоћу Pitot-Prandtl-ове сонде и TESTO 400 уређаја. Уређај TESTO 400 има следеће техничке карактеристике: тежина 510 g; димензије 210 x 95 x 39 mm; радна температура -5 до +50°C; класа заштите IP40; диференцијални притисак у мерном опсегу од -50 до +180 hPa; тачност ( $\pm 1.2 \text{ dec.}$ )  $\pm (0.3 \text{ Pa } 1\% \text{ од mW}) (0.23 \text{ hPa}) \pm (0.12 \text{ hPa} + 1.45\% \text{ од mW}) (25.001 \dots 200 \text{ hPa})$ ; Резолуција 0.001 hPa; апсолутни притисак - мерни опсег 690 ... +1100 hPa, тачност ( $\pm 1.2 \text{ dec.}$ )  $\pm 3 \text{ hPa} - 0.1 \text{ hPa}$ ; температуре за термопарове типа К - мерни опсег -195... +1370°C; тачност ( $\pm 1.2 \text{ dec.}$ )  $\pm (0.3^\circ\text{C} + 0.1\% \text{ од mW})$ ; резолуција 0.1°C.



Слика 3.34. Позиција мерења протока врелог ваздуха Pitot – Prandtl-овом сондом на растојању од  $10 \cdot d_i$ , ( $d_i$  – унутрашњи пречник цеви врелог ваздуха, 127 mm)

Pitot-Prandtl-ова [75] цев за мерење брзине и протока, је од нерђајућег челика, дужине 350 mm, пречника  $\varnothing 7$  mm, тежине 100g, радне температуре од 0 до  $+590^{\circ}\text{C}$  и опсега мерења од  $+0.2$  до  $+99$  m/s.

Мерно место за постаљање Pitot-Prandtl-ове сонде са термопаром се налази на растојању 10 унутрашњих пречника излазне цеви врелог ваздуха од почетка цеви што је означено на слици 3.34, ради устаљења струјног профила (слика 3.35), са мерним тачкама унутар цеви приказаним на сликама 3.36 и 3.37, у складу са стандардом EN 12599.

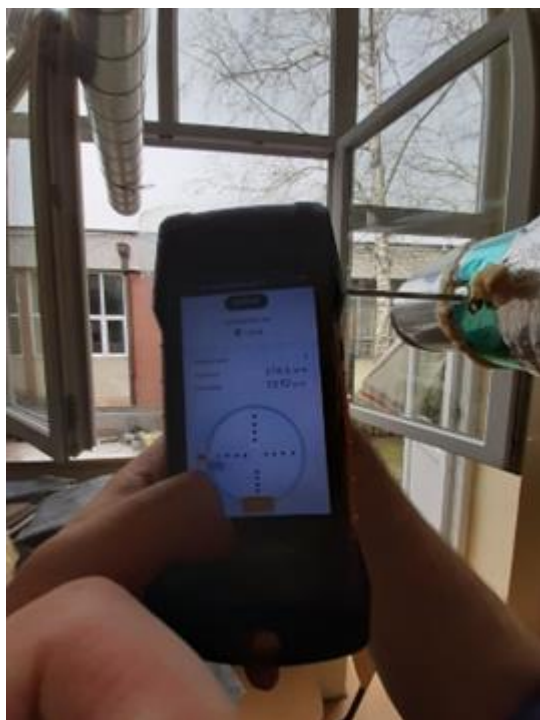


Слика 3.35. Одабир мерног места на  $10 \cdot d_i$ , ради добијања устаљеног струјног профила, пошто се ради о кружном попречном пресеку  $d_i = d_h$

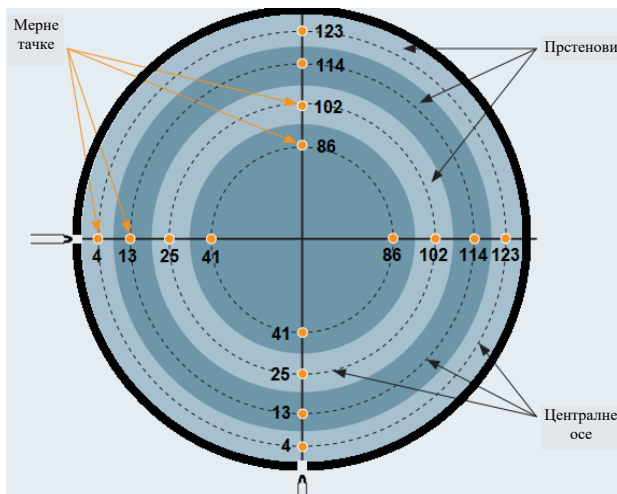
Спроведене су серије од по три мерења протока ваздуха, за сваку од три брзине вентилатора, при свим испитиваним оптерећењима горионика. У табели 3.9 су дате средње вредности протока ваздуха кроз ГВВ, са потрошњом електричне енергије вентилатора при тим брзинама.

Табела 3.9. Остварени протоци ваздуха кроз ГВВ и десорбер АТП и потрошња електричне енергије вентилатора ГВВ

	Брзине вентилатора		
	Прва брзина	Друга брзина	Трећа брзина
Проток ваздуха само кроз ГВВ $\pm 2.5\%$ , $\dot{V}_{vg}$ [ $m^3/h$ ]	635.4	735.2	815.9
Проток ваздуха кроз ГВВ и десорбер АТП $\pm 2.5\%$ , $\dot{V}_{vg}$ [ $m^3/h$ ]	137.6	261.4	378.8
Потрошња електричне енергије вентилатора ГВВ $\pm 1.5\%$ , [W]	268	294	354



Слика 3.36. Pitot – Prandtl сонда са аквизиционим уређајем TESTO 400



Слика 3.37. Мерна места у [mm] унутар цеви за одређивање протока врелог ваздуха  $d_i = 127 \text{ mm}$

На **позицији 4** (слика 3.8) мере се температура и проток продуката сагоревања пелета који напуштају генератор врелог ваздуха кроз димњак и квалитет сагоревања мерењем концентрације CO.

Температура се мери помоћу термопара типа К који се налази на излазу врелих продуката сагоревања из генератора, односно на улазу у димњак. Позициониран је у самом центру попречног пресека димњака чији је пречник  $d_i = 160 \text{ mm}$ . Проток и концентрација CO мерени су аквизиционим уређајем TESTO 350 XL и 454 flue gas analyzer (слике 3.38 до 3.41).

Средње вредности брзина продуката сагоревања у зависности од снаге горионика дате су у табели 3.10. На основу њих се одређују запремински и масени проток продуката сагоревања.

Мерењем CO у продуктима сагоревања установљено је да се у горионику дешава потпуно сагоревање, јер није детектовано присуство угљен-моноксида CO, што се може видети у штампаном извештају TESTO 350 XL и 454, који је дат у прилогу овог рада, Прилог бр. 2. Две ћелије које су у тренутку мерења биле у атестном гарантном року су ћелије за мерење CO и NO.



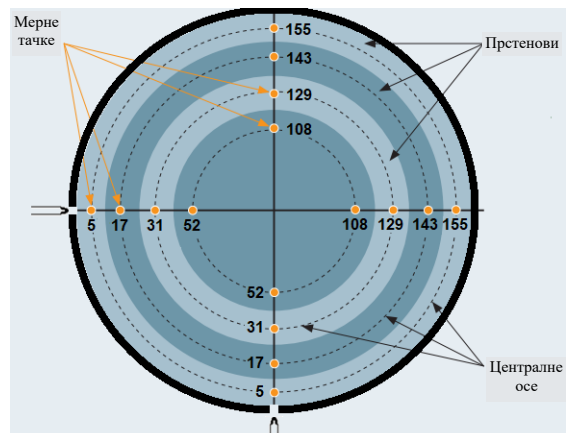
Слика 3.38. TESTO 350 XL и 454 за аквизицију протока продуката сагоревања и концентрације CO



Слика 3.39. Позиција мерења температуре и квалитета сагоревања гасним анализатором TESTO 350 XL и 454 ( $d_i$  – унутрашњи пречник цеви врелог ваздуха, 160 mm)



Слика 3.40. Мерна позиција за проток продуката сагоревања (црвено) помоћу Pitot – Prandtl сонде са аквизиционим уређајем TESTO 400,  $d_i$  – унутрашњи пречник цеви продуката сагоревања 160 mm



Слика 3.41. Позиције мерења протока продуката сагоревања унутар цеви у [mm], ( $d_i$ – унутрашњи пречник цеви 160 mm), у складу са стандардом EN 12599

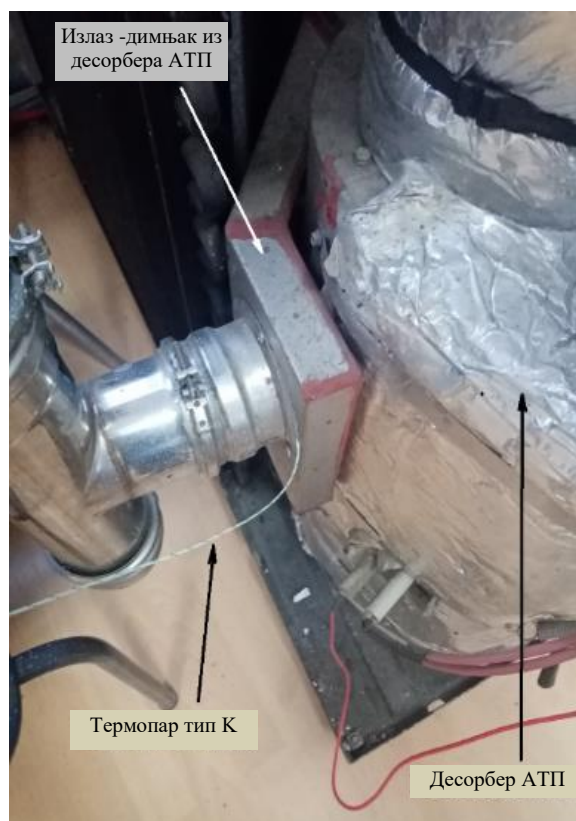
Табела 3.10. Брзине продуката сагоревања при различитим снагама горионика пелета

Снага горионика [kW]	15	21	24	30
Брзина $W_{pg}$ [m/s], $d_i = 160$ mm	1.30	1.32	1.33	1.35



### 3.4.3. Мерења на апсорпционој топлотној пумпи

На **позицији 5** (слика 3.8) је мерена температура врелог ваздуха који напушта десорбер апсорпционе топлотне пумпе/чилера GAHP-AR Robur, што је реализовано помоћу термопара типа К и аквизиционог National Instruments сета (слика 3.42).



Слика 3.42. Поззиција мерења температуре врелог ваздуха на излазу из десорбера АТП термопаром типа К

Резултати мерења температуре ваздуха на улазу и излазу из десорбера дати су у виду дијаграма на крају поглавља 3.

На **позицији 6** (слика 3.8) мере се температура и проток воде која струји кроз апсорпциону топлотну пумпу/чилер GAHP-AR Robur. Мерења су реализована помоћу аквизиције која се састоји од две PT– 500 сонде и калориметара Kamstrup са косим баланским вентилима HERZ Stromax DN32 - PN20 (слике 3.43 до 3.45). Карактеристике Kamstrup калориметра су: опсег мерења протока 0,015 - 3 m<sup>3</sup>/h; грешка мерења протока  $\delta\dot{V}_w = \pm(2 + 0,02 \frac{0,015}{\dot{Q}})$  / max 5%; опсег мерења разлика температуре  $\Delta T_w = 0.3 - 165$  K; грешка мерења разлика температуре  $\delta\Delta T_w = \pm(0,1 + 3/\Delta T_w)$ .



Слика 3.43. Калориметри и PT – 500 сонде, са баланским вентилима HERZ Stromax



Слика 3.44. Калориметар Kamstrup са мерном блендом за мерење протока и PT – 500 сонде



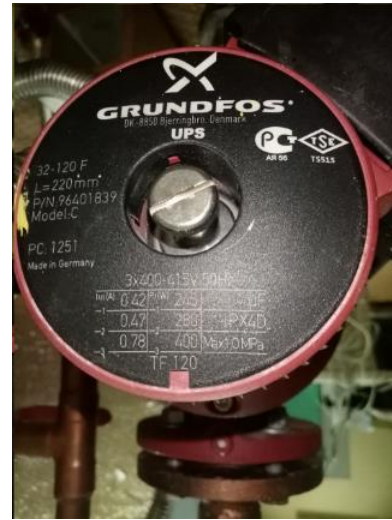
Слика 3.45. Балансни вентил HERZ Stromax DN32 - PN20, са могућношћу мерења протока

Проток воде остварен је помоћу циркулационе фланшне пумпе GRUNDFOS UPS 40-120 F (TF) (слике 3.46 и 3.47).

Апсорпциона топлотна пумпа је фабрички подешена тако да не може да крене у рад ако се не оствари проток воде од минимално 2500 l/h и ако улазна температура ваздуха у десорберу буде мања од 80°C.



Слика 3.46. GRUNDFOS UPS 40-120 F (TF)



Слика 3.47. Радне карактеристике пумпе GRUNDFOS UPS 40-120 F (TF)

Додатним мерењем и провером на балансном вентилу установљен је проток воде од  $2750 \text{ l/h} \pm 1.5\%$ , који је у корелацији са падом притиска кроз вентил HERZ Stromax DN32-PN20 и отворености регулационог тела вентила (слике 3.48 до 3.50). Измерена проток воде је у сагласности са вредношћу која се може утврдити из референтног HERZ-овог приручника [58]. Термофизичке величине воде одређене су помоћу полинома из VDI Heat Atlas [60].

Максимална отвореност вентила 6



Слика 3.48. HERZ Stromax вентил у максимално отвореној позицији 6

Прикључци диференцијалног манометра



Слика 3.49. Прикључци диференцијалног манометра на балансном вентилу



Слика 3.50. Диференцијални манометар WILO у позицији која мери  $\Delta p$  на вентилу од  $4.3 \text{ kPa}$  при максималној отворености вентила

На **позицији 7** (слика 3.8) мерени су температура ваздуха помоћу термопара тип К и проток ваздуха (извор – понор додатне топлоте) кроз апсорпциону топлотну пумпу/чилер GAHP-AR, помоћу ALNOR EBT721 балометра (слика 3.51) који има следеће карактеристике: опсег мерења протока (42 - 4250 m<sup>3</sup>/h); грешка мерења протока  $\delta \dot{V}_v = \pm 3\%$  или  $\pm 12$  m<sup>3</sup>/h код протока већих од 85 m<sup>3</sup>/h.

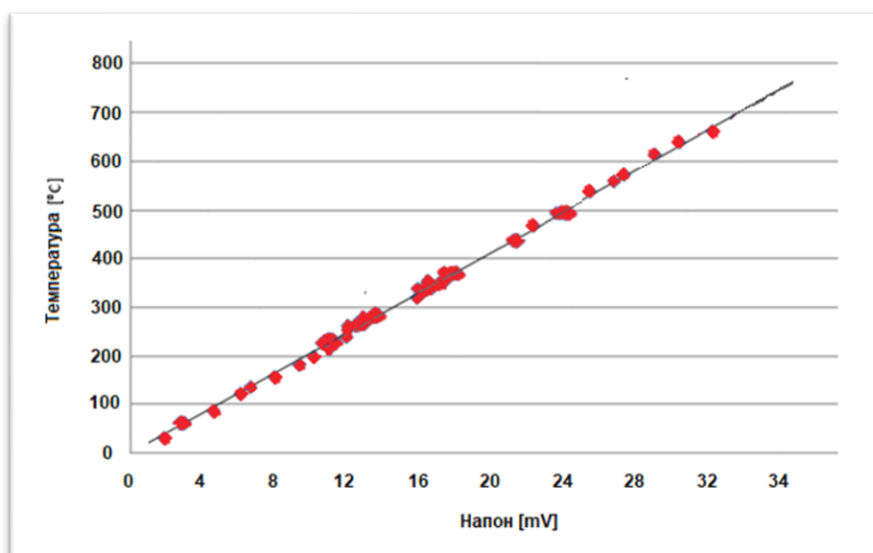


*Слика 3.51. Алнор балометар за мерење протока ваздуха кроз АТП*

За мерење напона и јачине струје испитиваних уређаја (вентилатора ГВВ, потрошње електричне енергије АТП, пумпи за циркулацију воде) користила су се универзална електро кљешта (тзв. ампер кљешта) марке ANENG ST209. Поред већ наведених вредности за потрошњу електричне енергије у горионику ГВВ и пужном транспортеру пелета, односно за вентилатор ГВВ измерена је потрошња електричне енергије за погон АТП од 750 W и погон циркулационих GRUNDFOS UPS пумпи од 400 W.

Калибрација температурних сонди састоји се у упоређивању излазних параметара сонди у односу на референтну или калибрисану сонду у овом случају термопарова. Ова процедура се спроводи за цео температурни опсег реалног мерења, у овој тези од 7 до 670°C. Калибрација осигурава да је мерна тачност свих термопарова који се користе у мерном систему позната у целом мерном опсегу, под претпоставком да се инструменти користе при истим локалним условима као при калибрисању. Пре самог позиционирања термопарова, сви термопарови су превентивно испитани на

функционалност и избаждаредни (слика 3.52). За то се користио уређај за утврђивање напонског стања термопарова волтметар *Hewlett-Packard 3468A* тачности читавања од  $10 \mu\text{V}$  (слика 3.53). Током пробног испитивања „хладни“ крајеви свих термопарова зарођени су у термостатску посуду са мешавином воде и леда.



Слика 3.52. Баждарење термопарова



Слика 3.53. Милivolтметар *Hewlett-Packard 3468A*

У наредном кораку упоређивана је тачност мерења термопарова који мере температуру са урођеним хладним крајем и оних који су директно повезани на аквизициони систем National Instruments, и то је рађено упоредном методом која се састоји од 4 корака:

- Референтни термопар (са урођеним хладним крајем) је позициониран тик уз испитивани термопар који је прикључен на аквизициони систем National Instruments који у себи имају софтверски интегрисану компензацију хладног



краја, оба термопара су урођена у термопроводну пасту која издржава температуре и преко 1300°C.

- Термопарови међусобно нису у директном контакту али су у истој средини истих термичких карактеристика и сви испитивани термопарови су повезани на исти начин преко аквизиционог уређаја, да би се избегла евентуална грешка услед различитог повезивања.
- Аквизициони уређај добија сигнал од мерног инструмента – термопара и од референтног термопара и то за референтне тачке мерног опсега од 7 ~700°C.
- Након тога се дефинише мерна несигурност уређаја и дефинише полиномна корекција мерених температура узимајући у обзир грешке мерења. Функција је добијена применом методе средње квадратне апроксимације у програму Excel.

$$T_{kor} = 0.071 + 0.9985T_{mer} + 5 \cdot 10^{-6}T_{mer}^2 - 6 \cdot 10^{-9}T_{mer}^3 \quad (3.8)$$

Приказ неколико мерних тачака температуре продуката сагоревања на улазу у прву промају, и ваздуха на улазу и излазу из ГВВ-а, са грешком мерења дат је у табели 3.11.

Табела 3.11. Грешке мерења температура

Мерена температура $T_{mer}$ [°C] NI	Референтна температура [°C]	Апсолутна грешка мерења	Коригована температура $T_{kor}$ [°C]	Апсолутна грешка кориговане температуре	Квадрат грешке кориговане темпер.
6.8975	6.911	0.0135	6.882099	0.028901	0.000835263
21.5212	21.509	0.0122	21.56217	0.053174	0.002827496
83.4534	83.449	0.0044	83.43055	0.018445	0.000340218
150.4561	150.394	0.0621	150.3942	0.000166	2.74755E-08
267.4512	267.449	0.0022	267.3639	0.085111	0.007243885
382.6457	382.451	0.1947	382.5387	0.087663	0.007684874
449.5218	449.351	0.1708	449.3839	0.032858	0.00107963
562.824	562.721	0.103	562.5649	0.156099	0.024366949
673.824	673.325	0.499	673.3188	0.006195	3.83837E-05

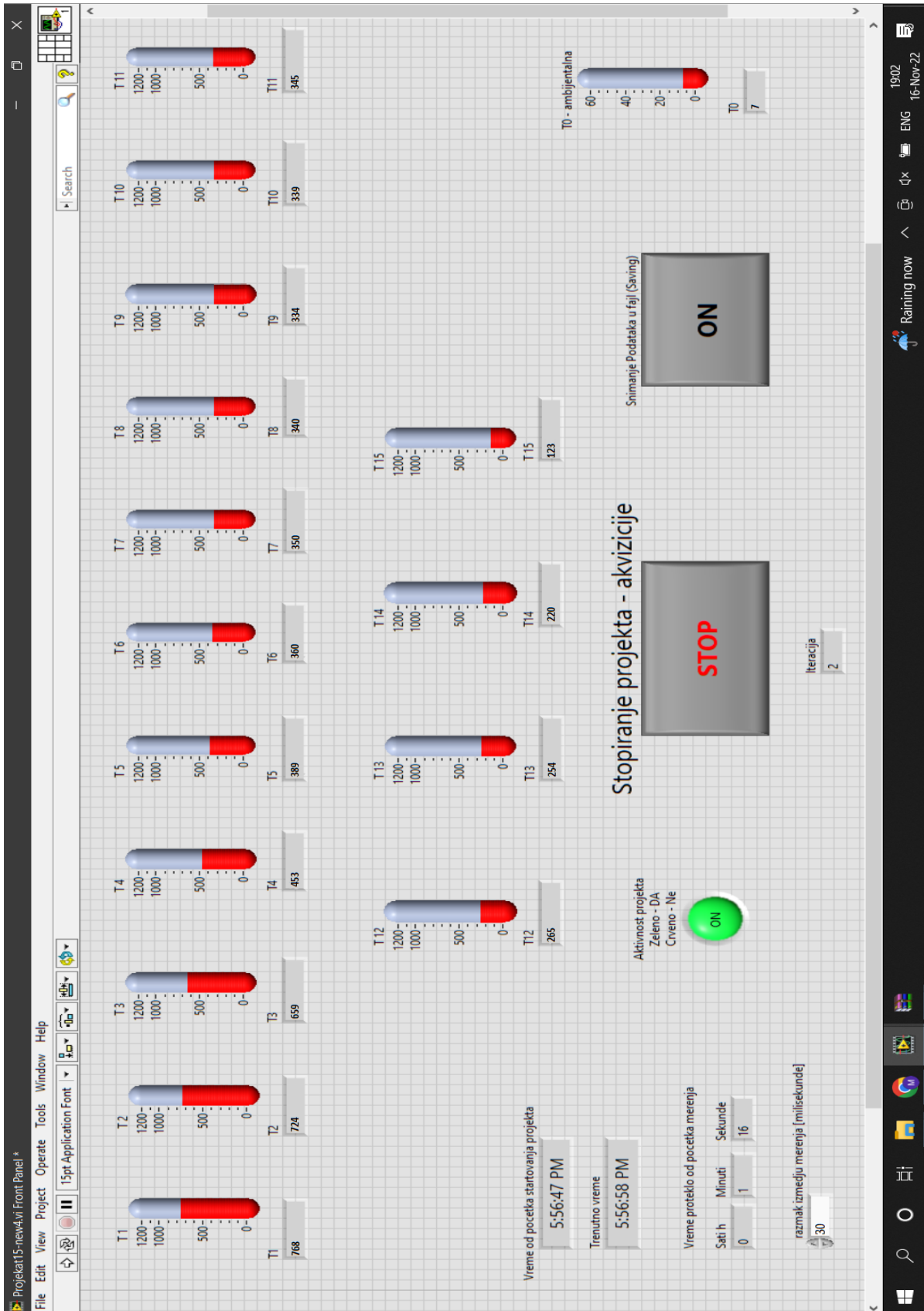
Сама аквизиција параметара током стварног мерења термопаровима је остварена помоћу сета уређаја из породице National Instruments односно - **шасије**



**NI cDAQ 9188** на коју су постављена два 16 - то канална NI 9213 75 S/s Агрегатни,  $\pm 78$  mVС серијски температурна модула. Код овог модула компензација хладног краја је интегрисана у сопствену структуру, те не постоји потреба за физичким урањањем крајева у термостатску посуду са ледом, и даје одличне резултате што се види из претходне анализе где се апсолутна грешка налази у опсегу од 0.01-0.5°C а релативна од 0.195 % до 0.07 %, од најмање до највеће измерене температуре, без корекције, а применом корекционог полинома та грешка је мања. Подаци су аутоматски учитавани у програму Excel путем софтвера LabView у коме је креиран услужни код са блок дијаграмом за аутоматску обраду сигнала из термопарова (слика 3.54 до 3.56).

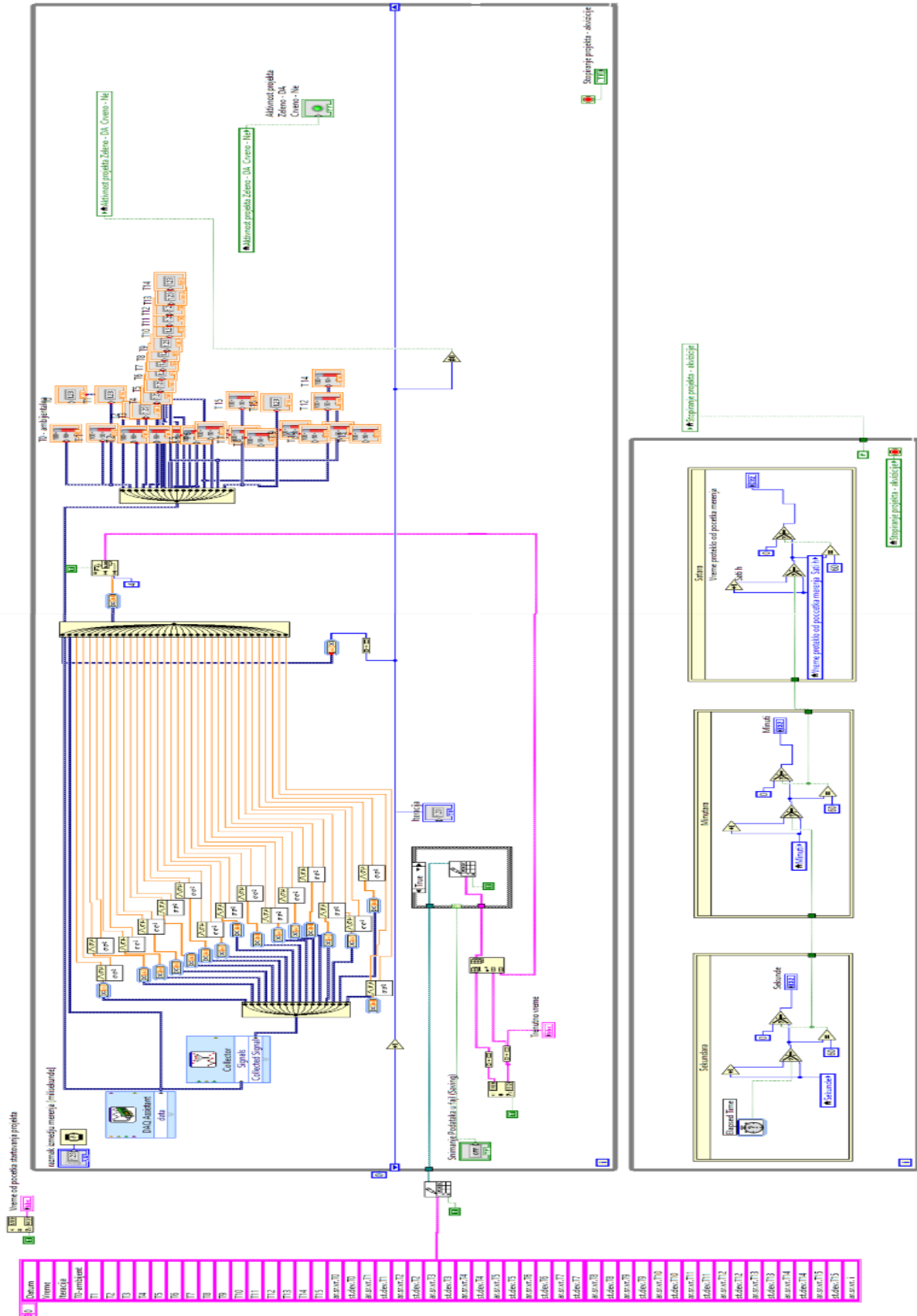


Слика 3.54. Аквизиција температура у програму LabView путем NI



Слика 3.55. Панел аквизиције температура у програму LabView

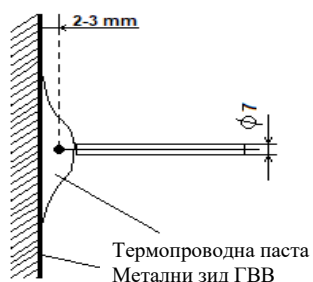




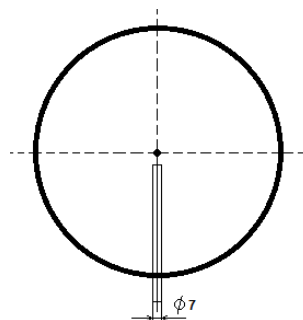
Слика 3.56. Блок дијаграм аквизиције температура у програму LabView (Прилог бр. 3.)

Главице термопарова који су мерили температуру зида (слика 3.57) су прилепљене за све површине термопроводном пастом која издржава температуре и преко 1300°C, како би се обезбедио термички контакт. Основна предност оваквог метода у односу на заваривање термопарова за метални зид генератора врелог ваздуха је ефикасно обезбеђивање електро-изолованости термопарова и челичног зида. Овако позиционирани термопарови формирају аквизициону мерну стазу помоћу које се може верификовати температурно поље са нумеричком симулацијом оребреног цевастог измењивача топлоте генератора врелог ваздуха за погон апсорпционе топлотне пумпе АТП.

Главице термопарова којима су мерене температуре продуката сагоревања на улазу у промаје и на улазу у димњак, као и ваздуха на излазу из ГВВ и излазу из АТП постављане су у средишту струјних пресека на датим локацијама (слика 3.58).



Слика 3.57. Принцип позиционирања главице термопара на зид ГВВ



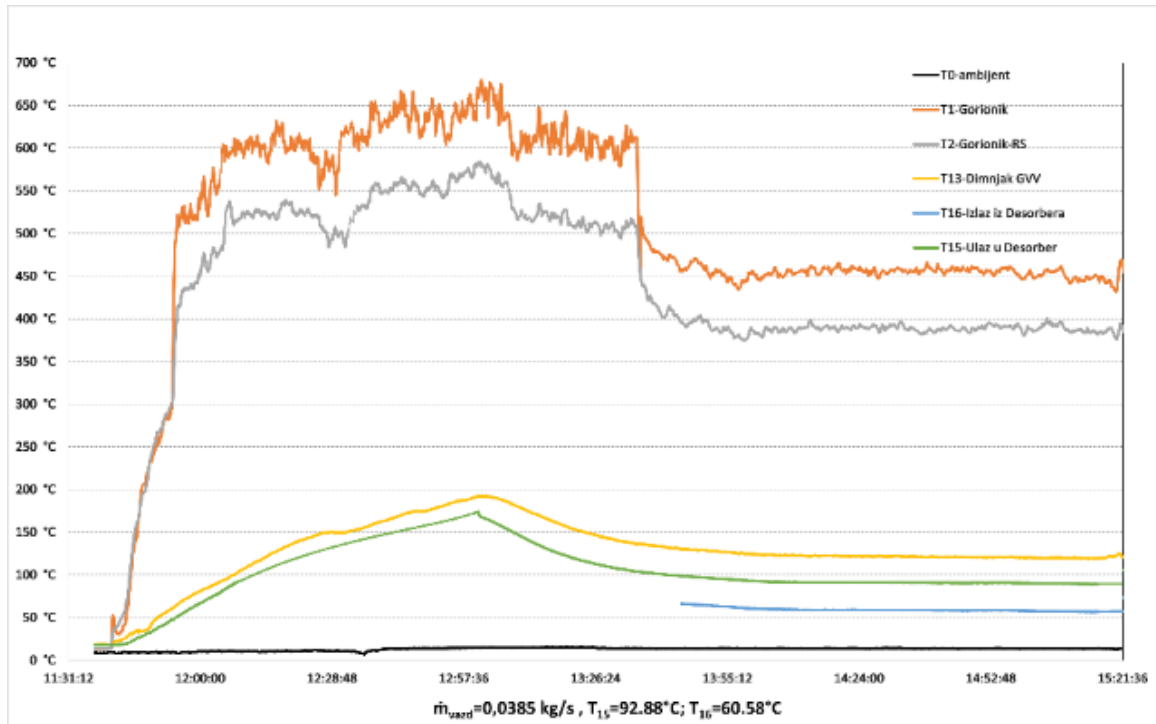
Слика 3.58. Позиција главице термопара унутар цеви кружног попречног кроз који струји ваздух или продукти сагоревања (за мерење температуре врелог ваздуха/продуката сагоревања)

#### 3.4.4. Приказ резултата мерења

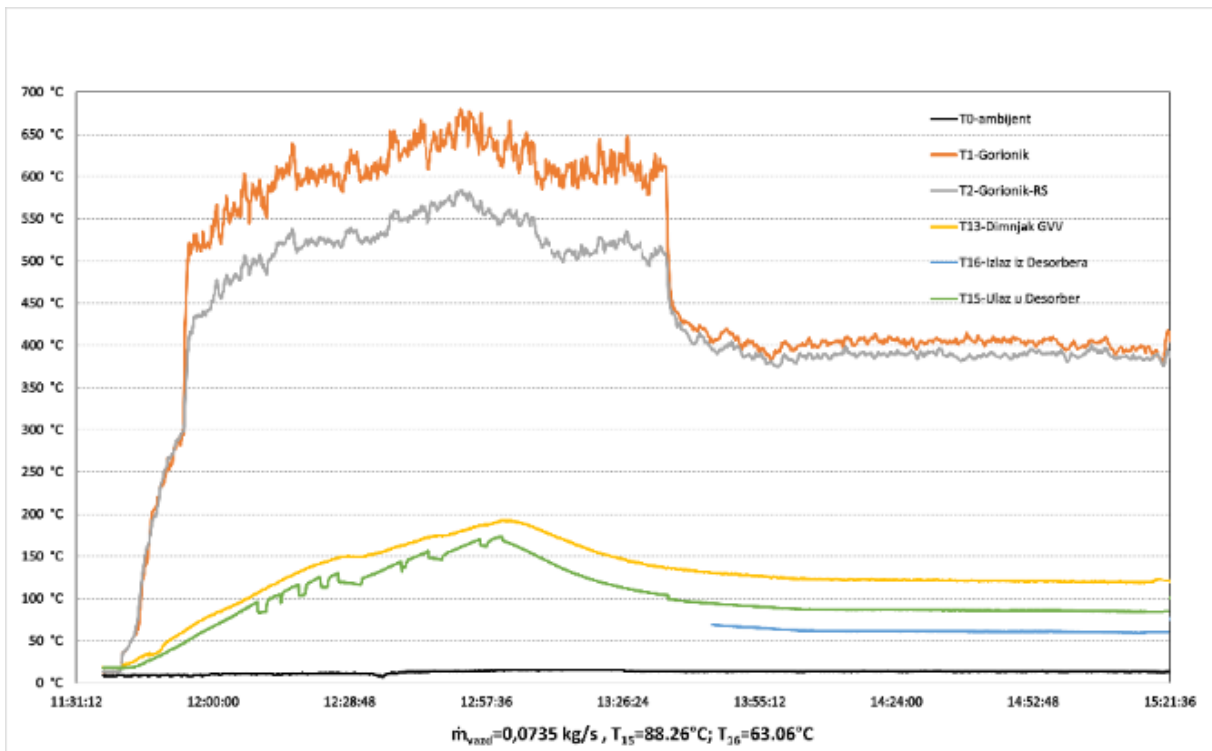
Резултати мерења температуре:

- амбијенталног ваздуха -  $T_0$
- продуката сагоревања на улазу у прву промају -  $T_1$  и  $T_2$
- продуката сагоревања на улазу у димањак -  $T_{13}$
- ваздуха на улазу у десорбер -  $T_{15}$
- ваздуха на излазу из десорбера -  $T_{16}$

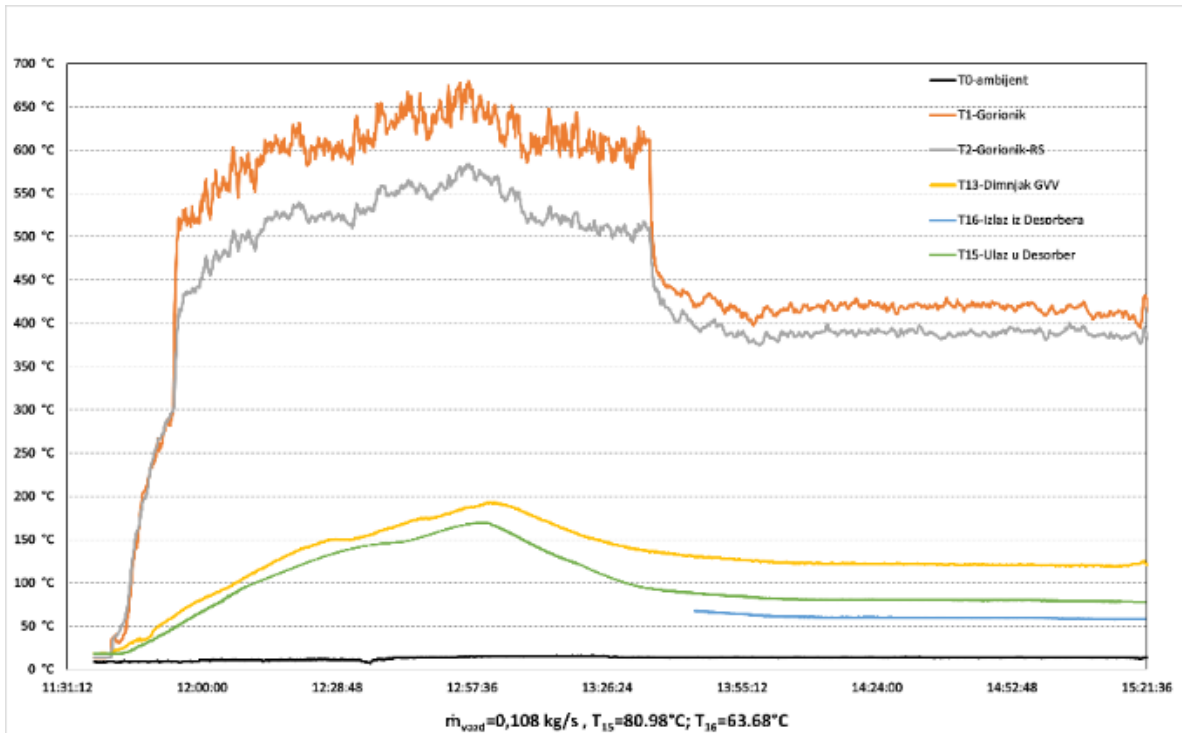
за све спроведене експерименте (ГВВ повезан на АТП) дати су на сликама 3.59 до 3.82.



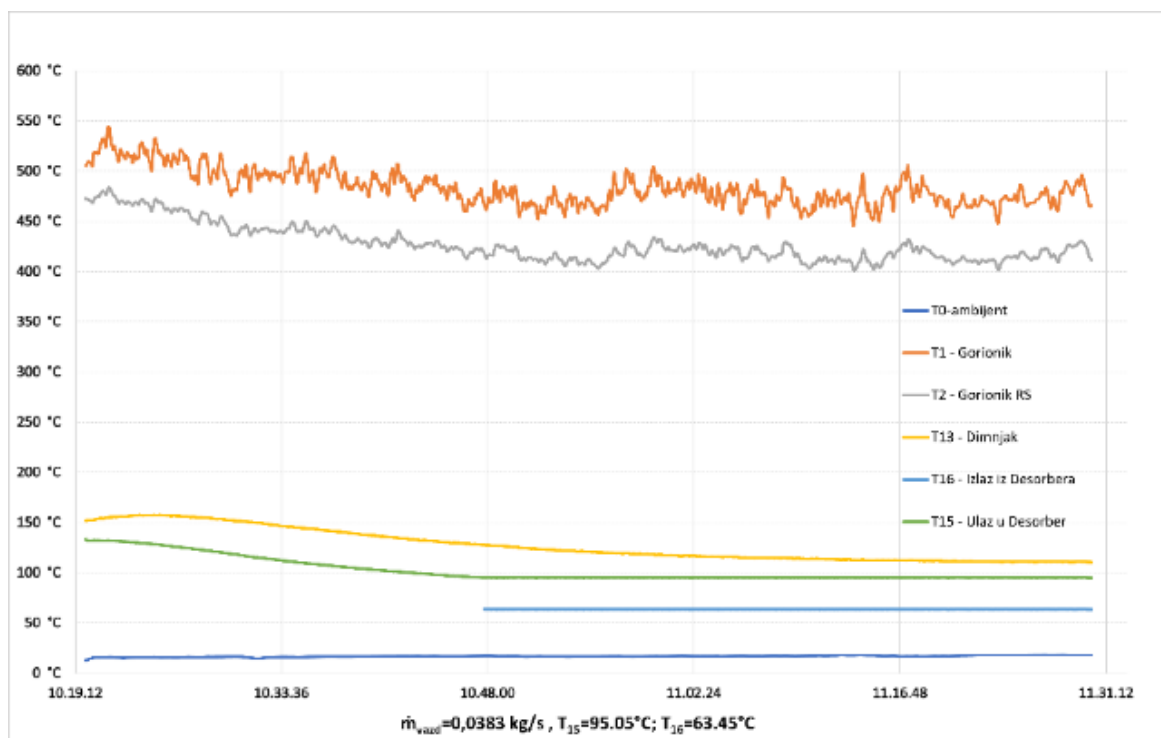
Слика 3.59. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, I – брзина вентилатора



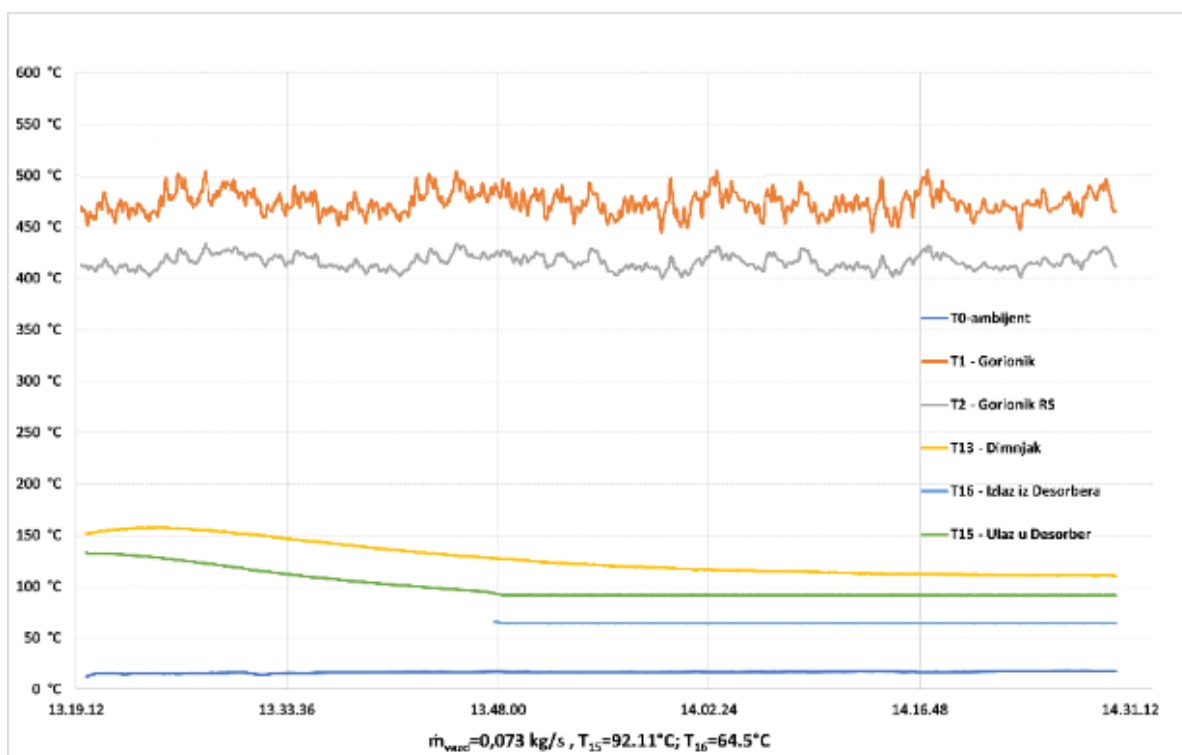
Слика 3.60. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, II – брзина вентилатора



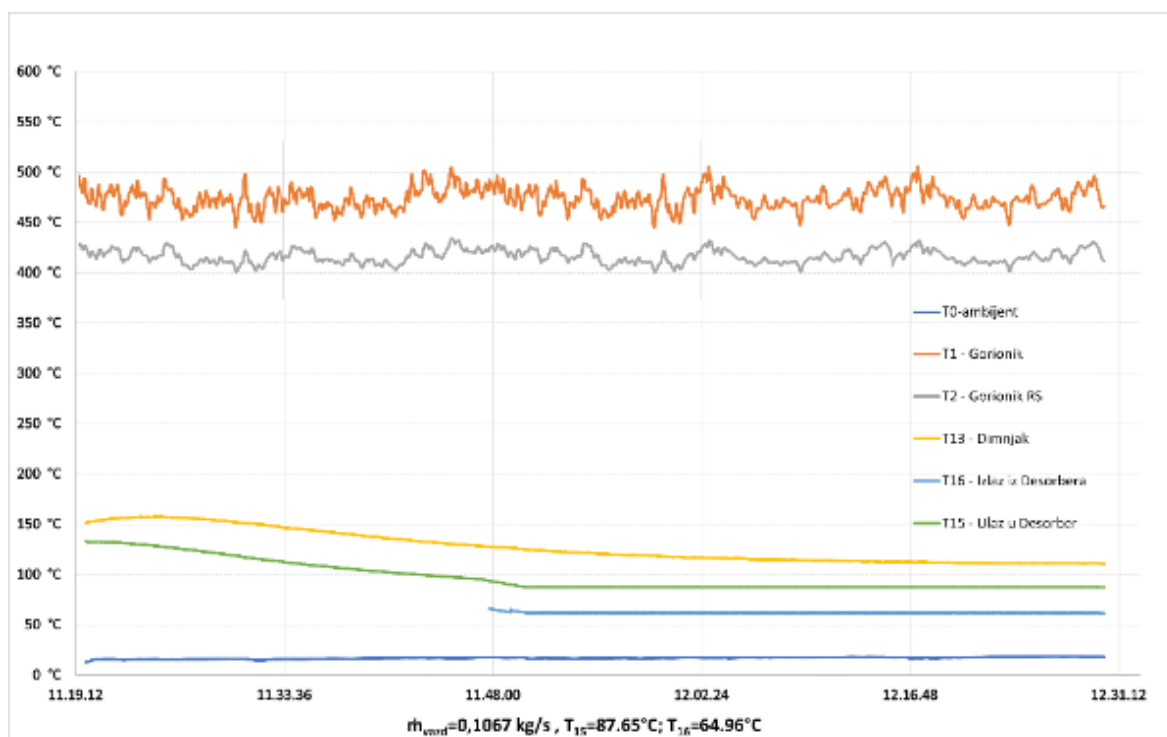
Слика 3.61. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АП, 15 kW горионик, III – брзина вентилатора



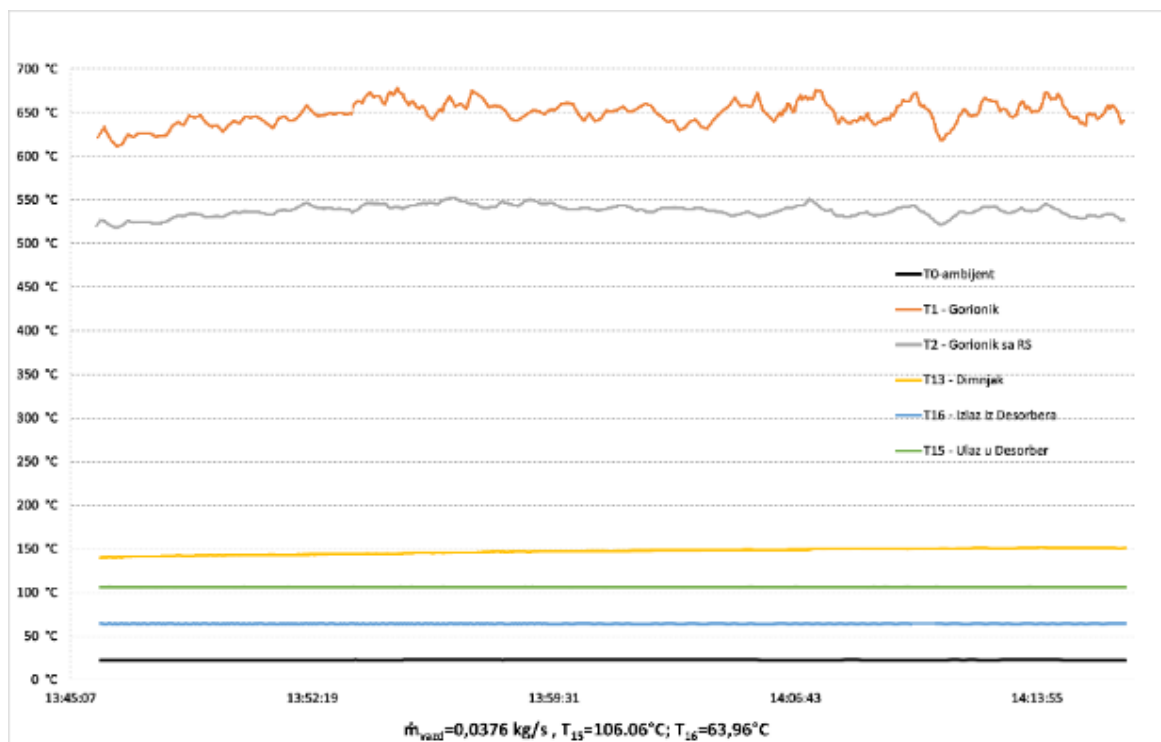
Слика 3.62. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АП, 18 kW горионик, I – брзина вентилатора



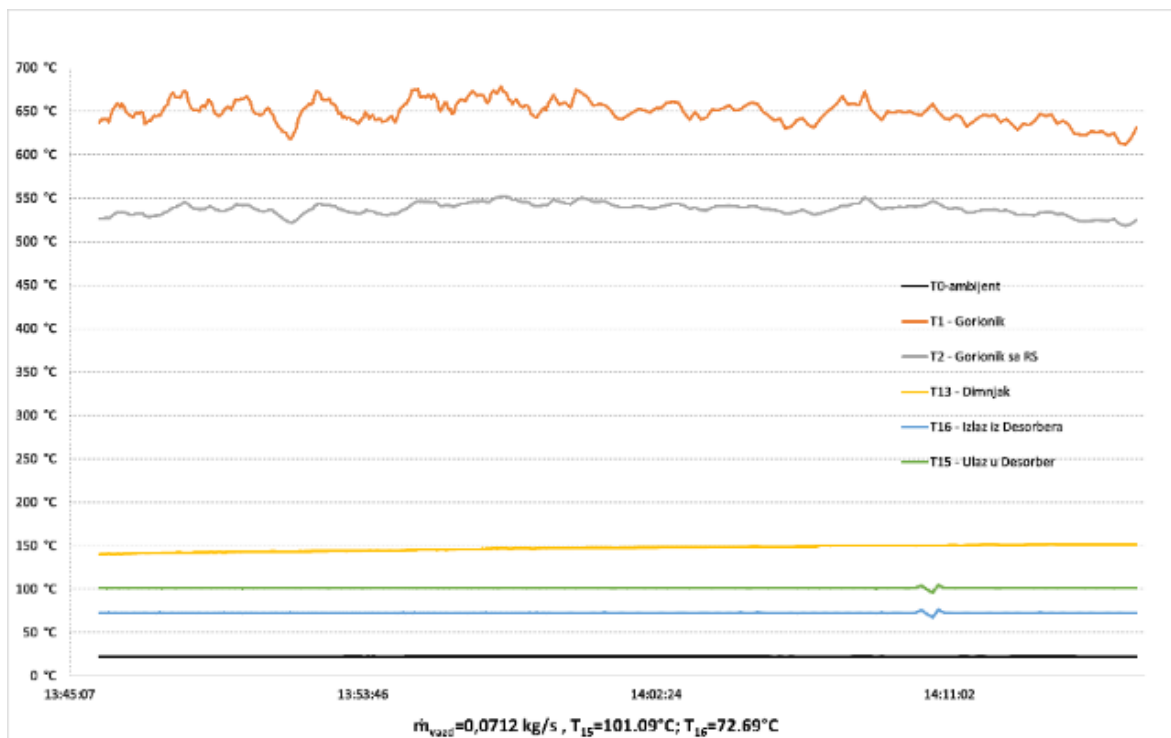
Слика 3.63. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 18 kW горионик, II – брзина вентилатора



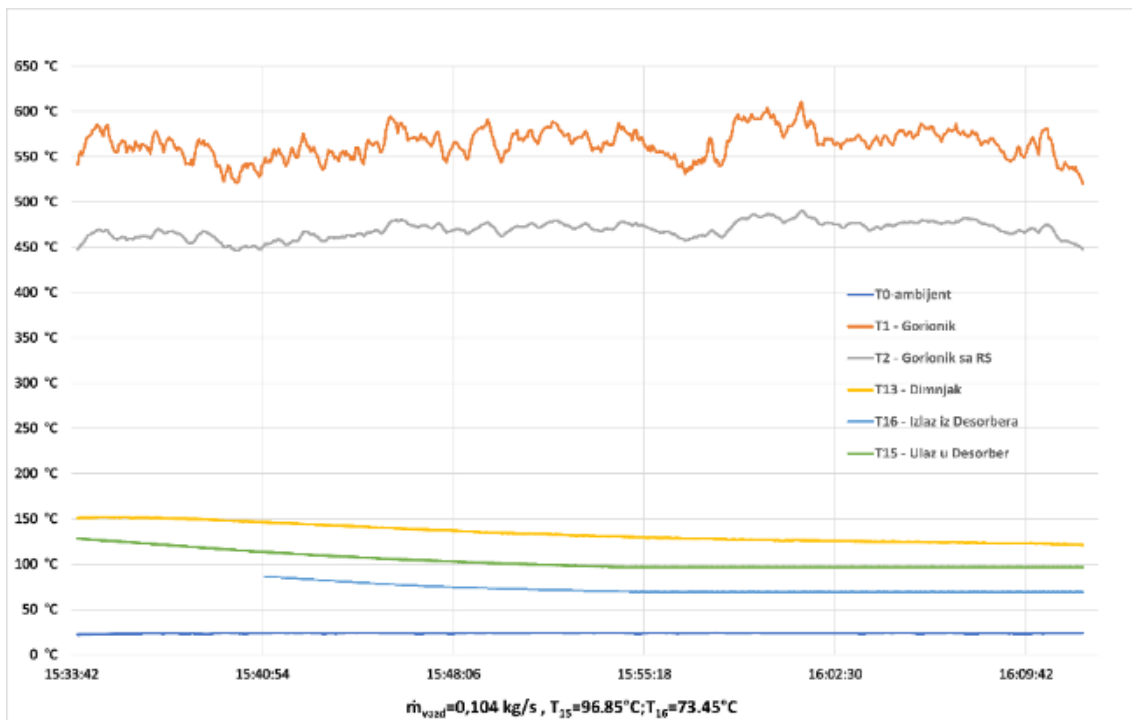
Слика 3.64. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 18 kW горионик, III – брзина вентилатора



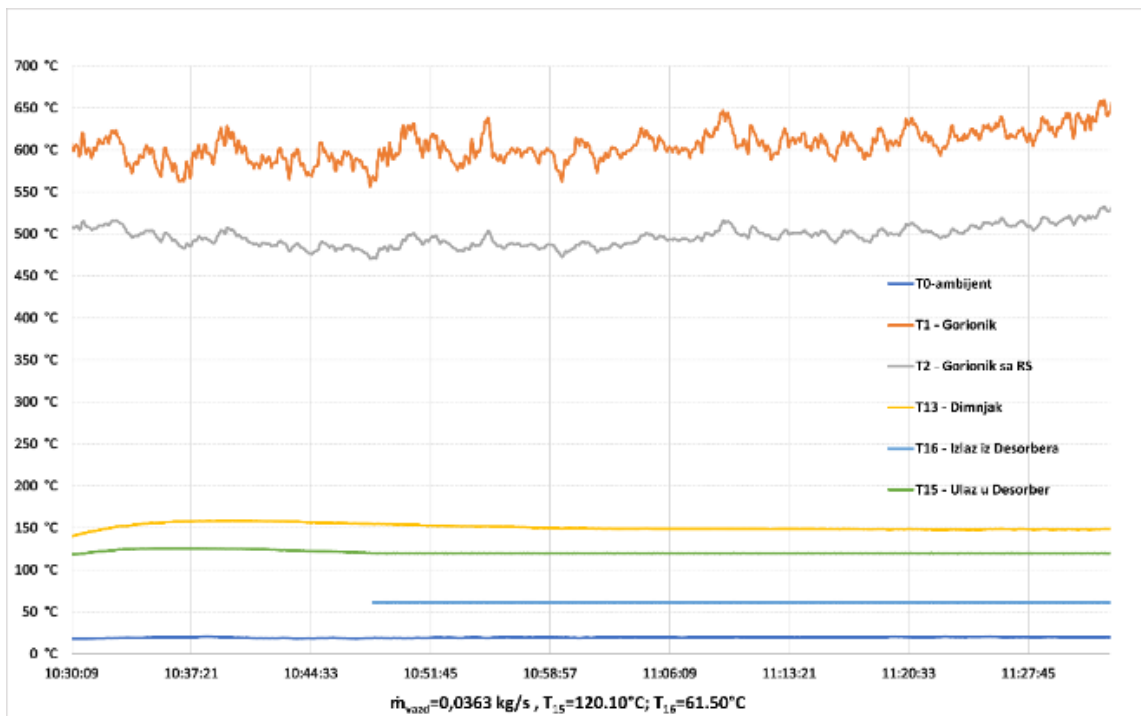
Слика 3.65. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, I – брзина вентилатора



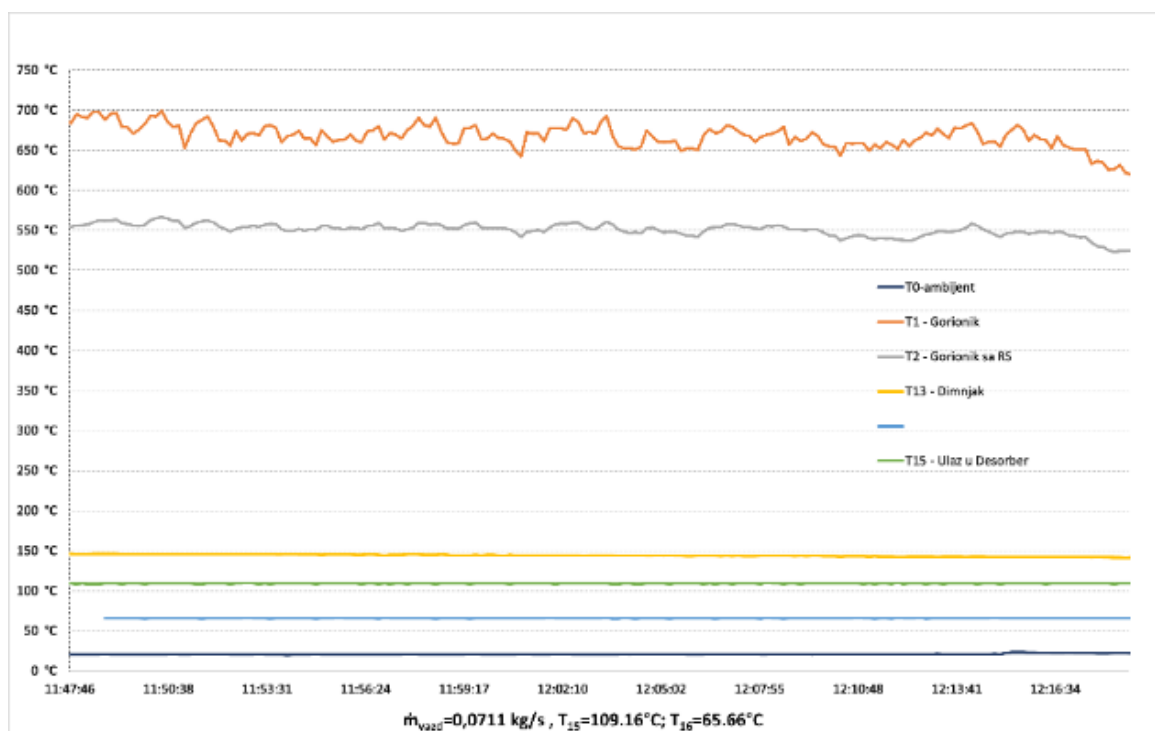
Слика 3.66. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, II – брзина вентилатора



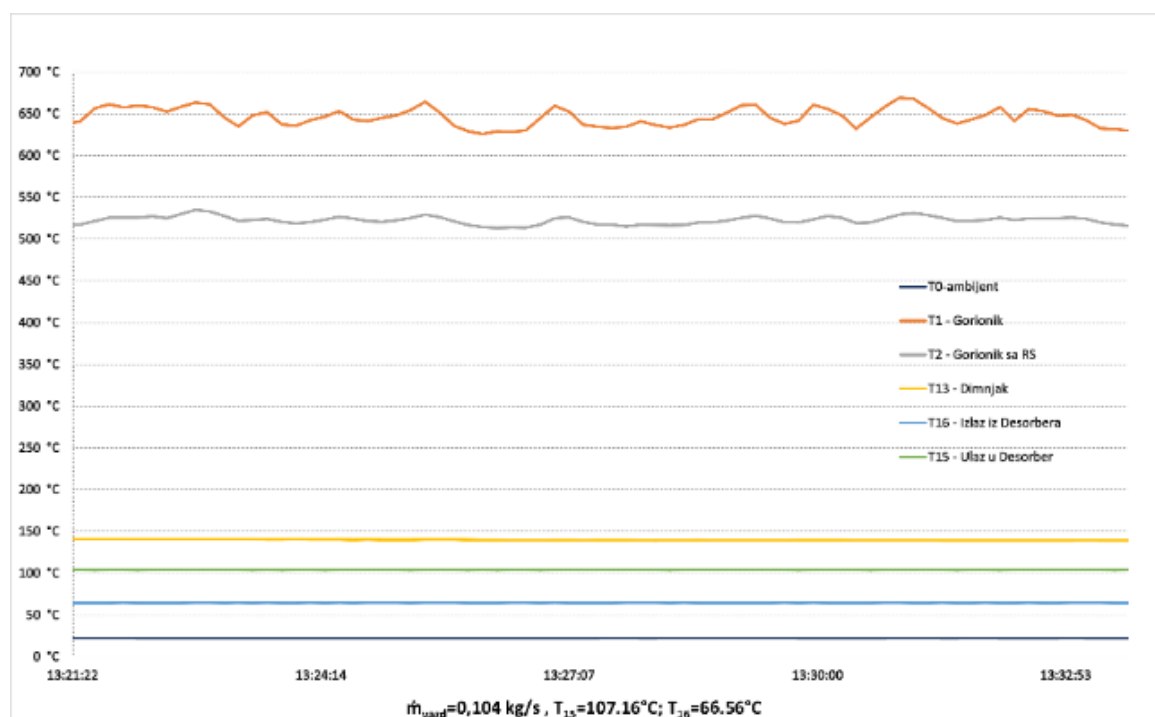
Слика 3.67. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, III – брзина вентилатора



Слика 3.68. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 27 kW горионик, I – брзина вентилатора

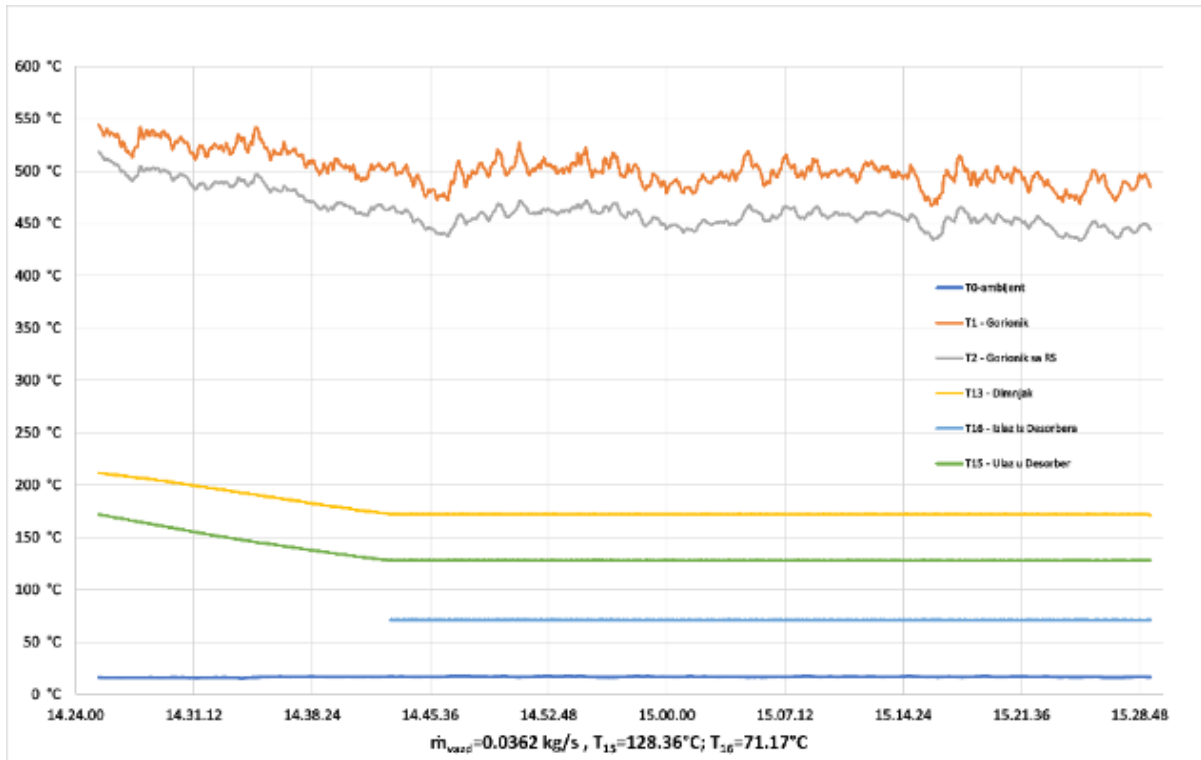


Слика 3.69. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 27 kW горионик, II – брзина вентилатора

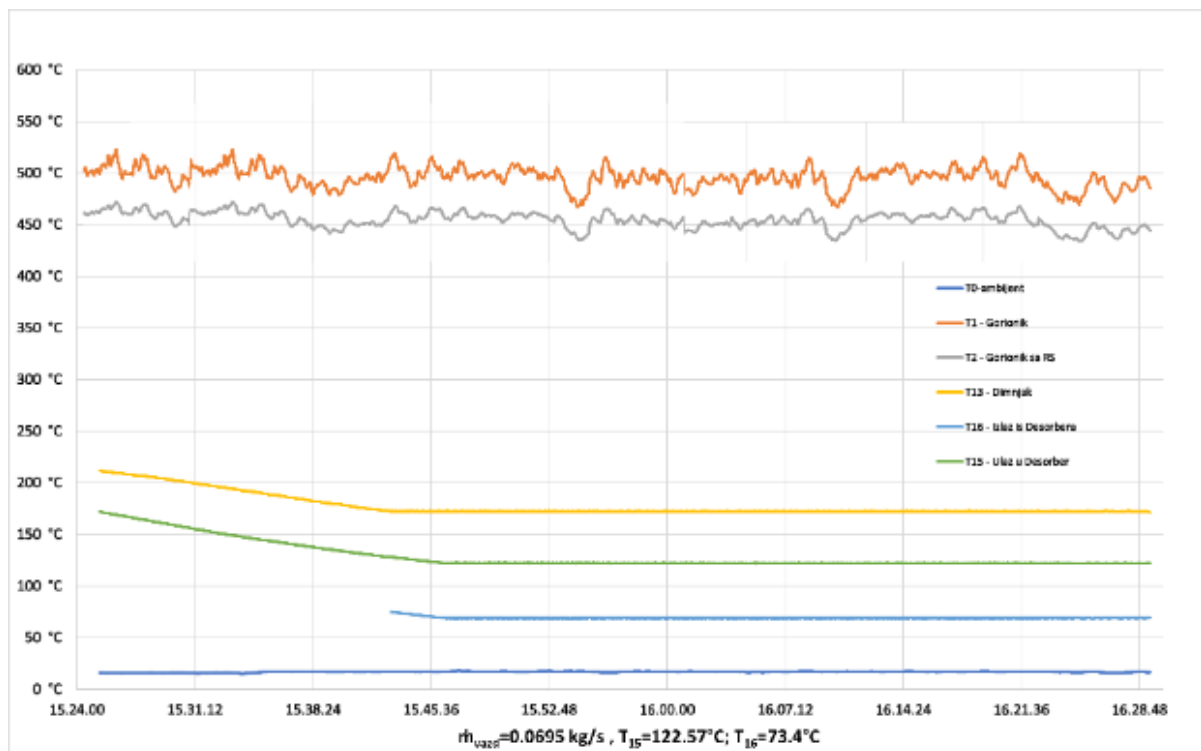


Слика 3.70. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 27 kW горионик, III – брзина вентилатора

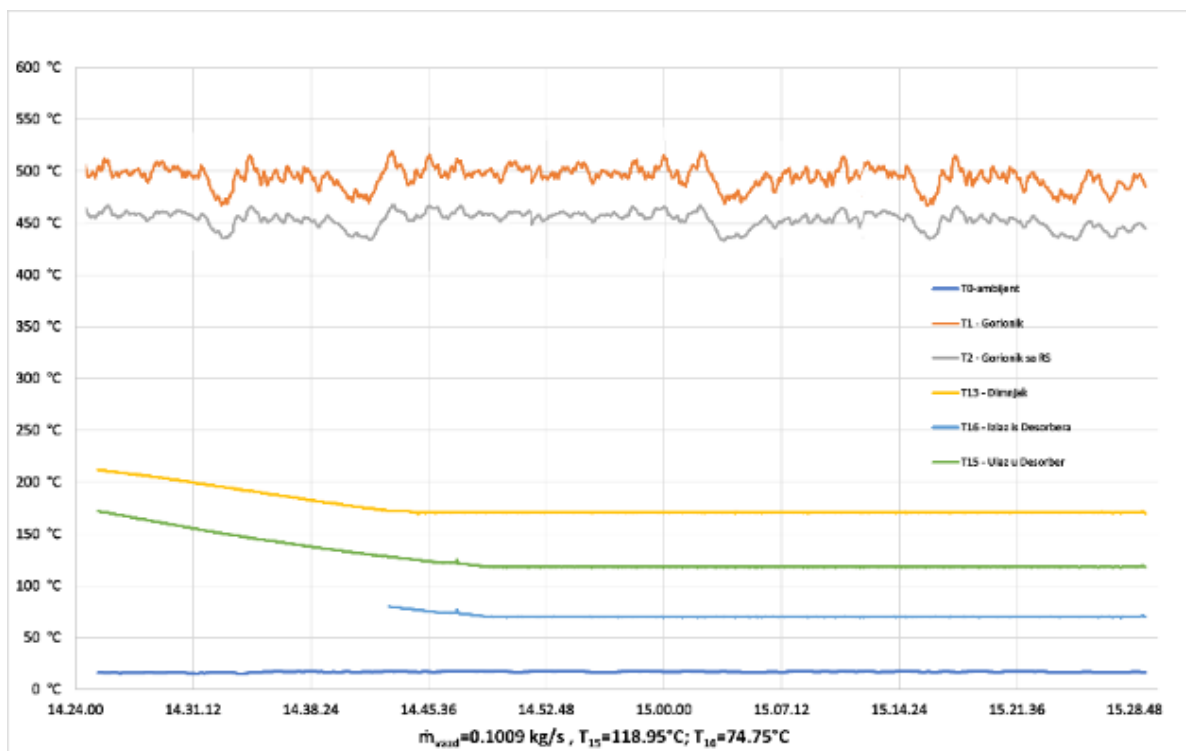




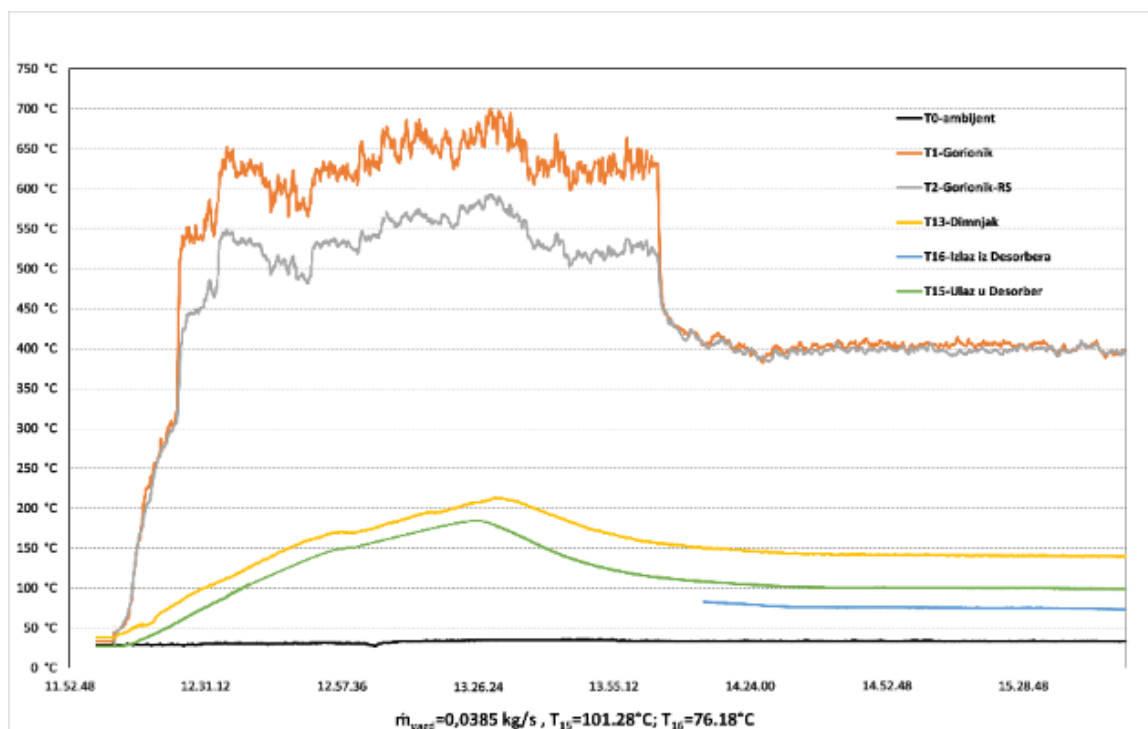
Слика 3.71. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, I – брзина вентилатора



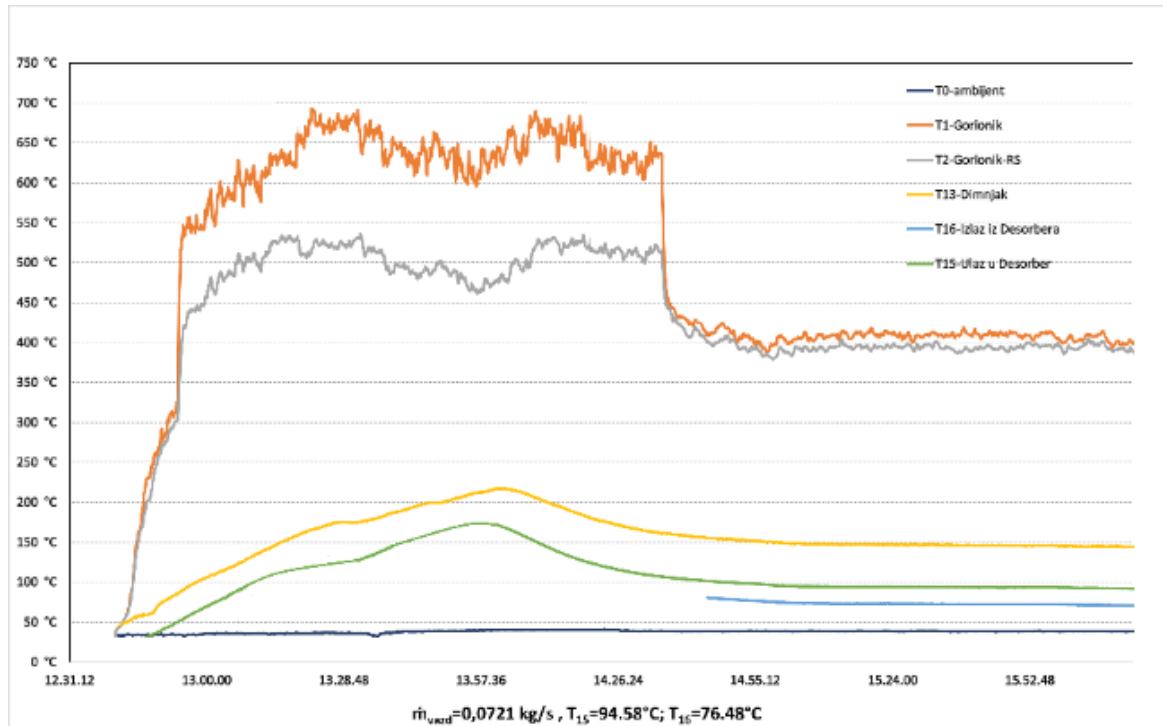
Слика 3.72. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, II – брзина вентилатора



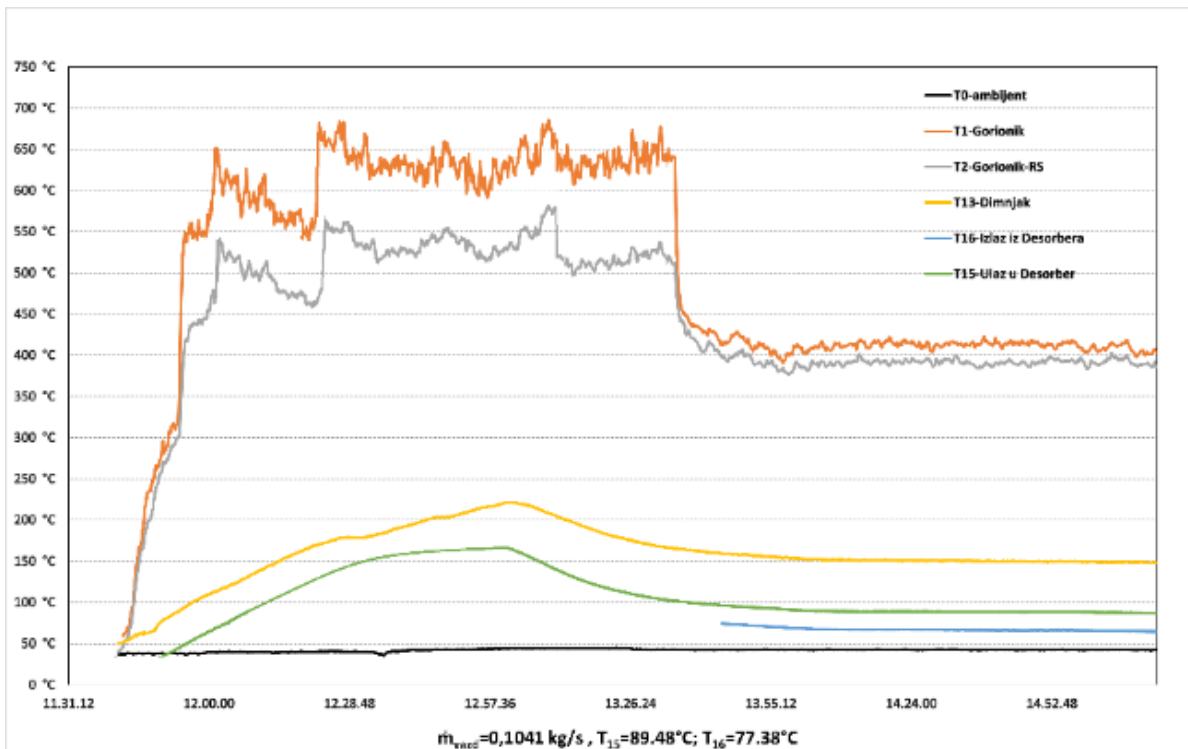
Слика 3.73. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 30 kW горионик, III – брзина вентилатора



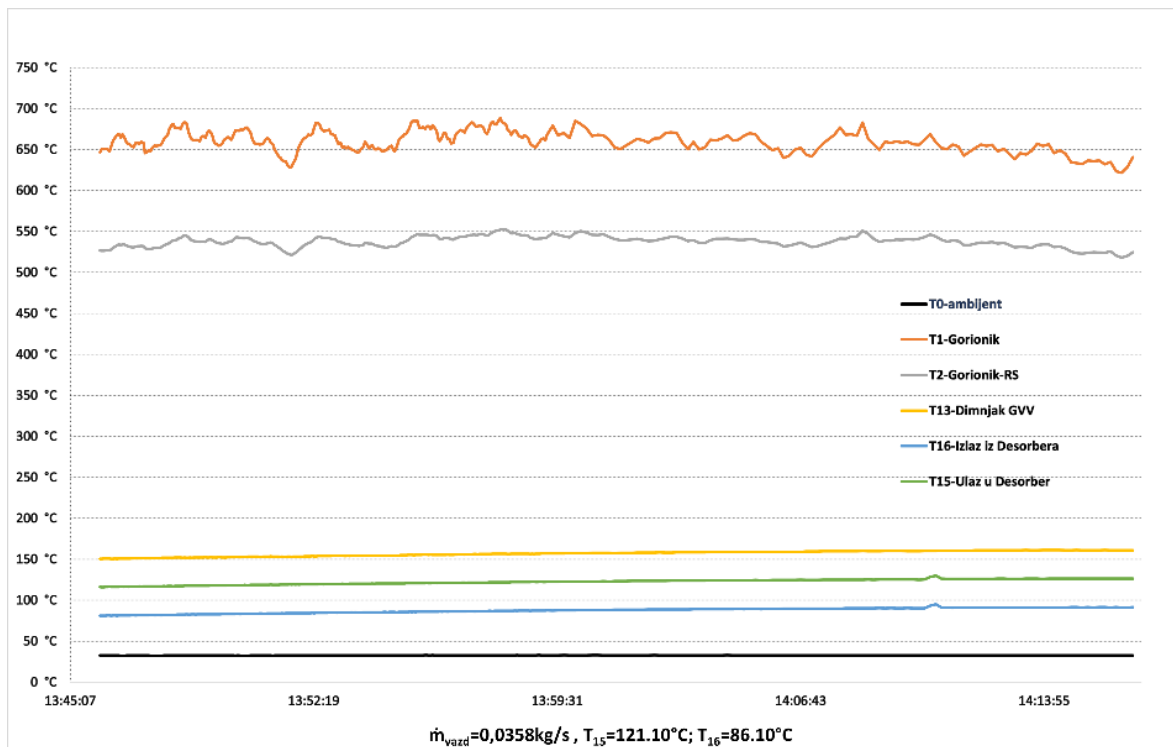
Слика 3.74. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 15 kW горионик, I – брзина вентилатора



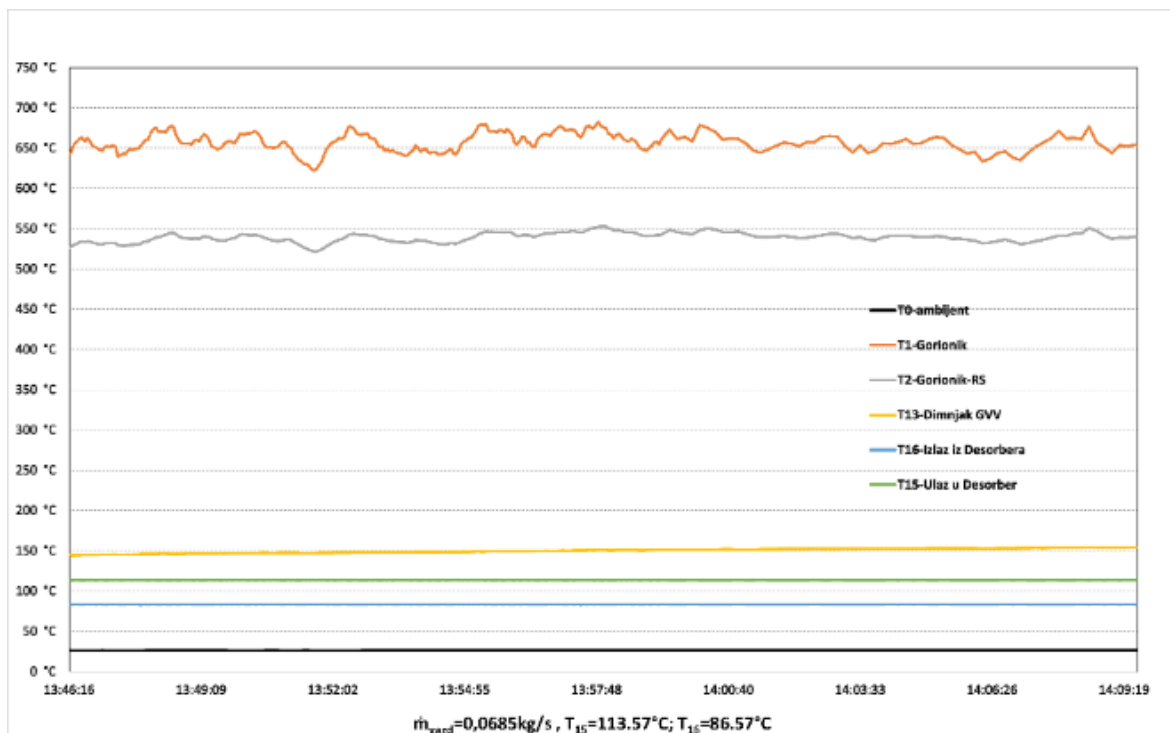
Слика 3.75. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, II – брзина вентилатора



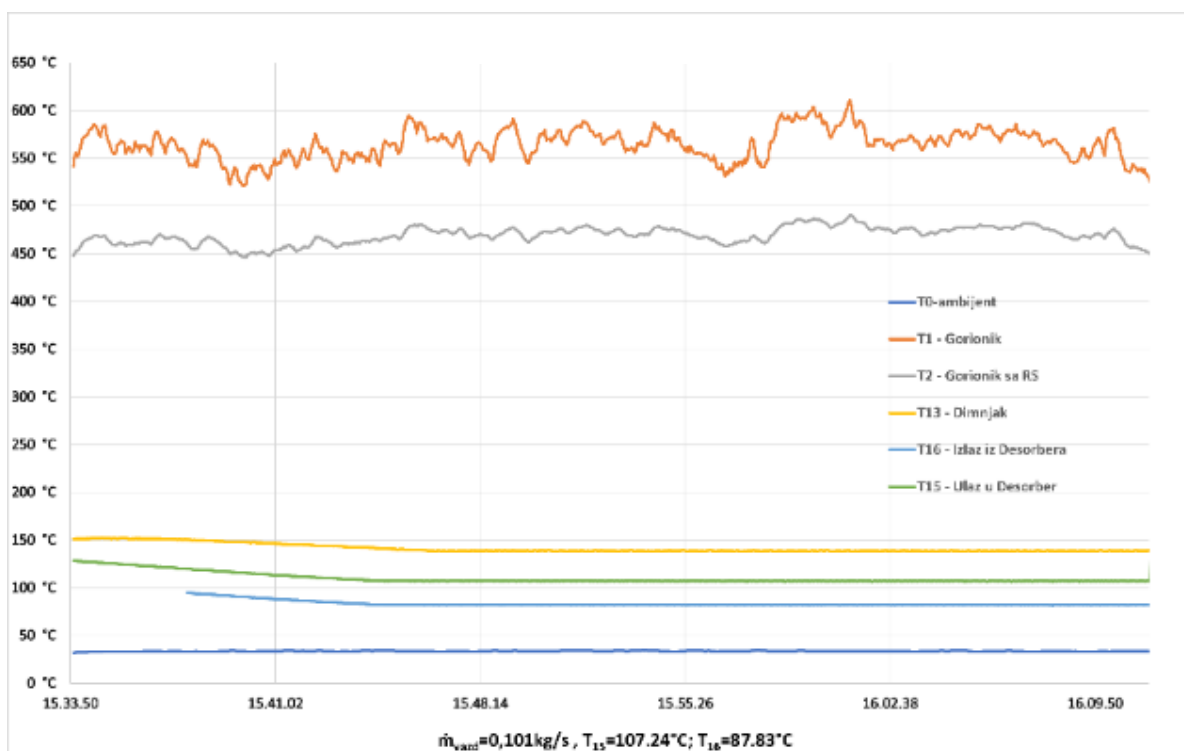
Слика 3.76. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, III – брзина вентилатора



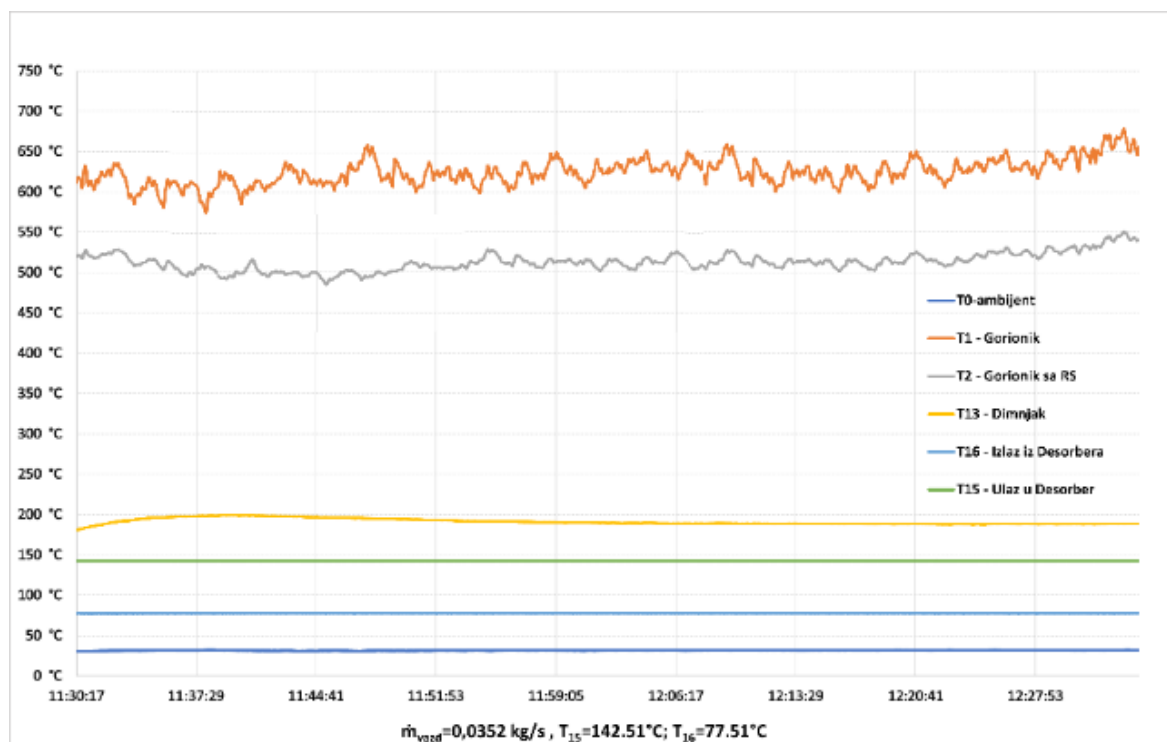
Слика 3.77. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, I – брзина вентилатора



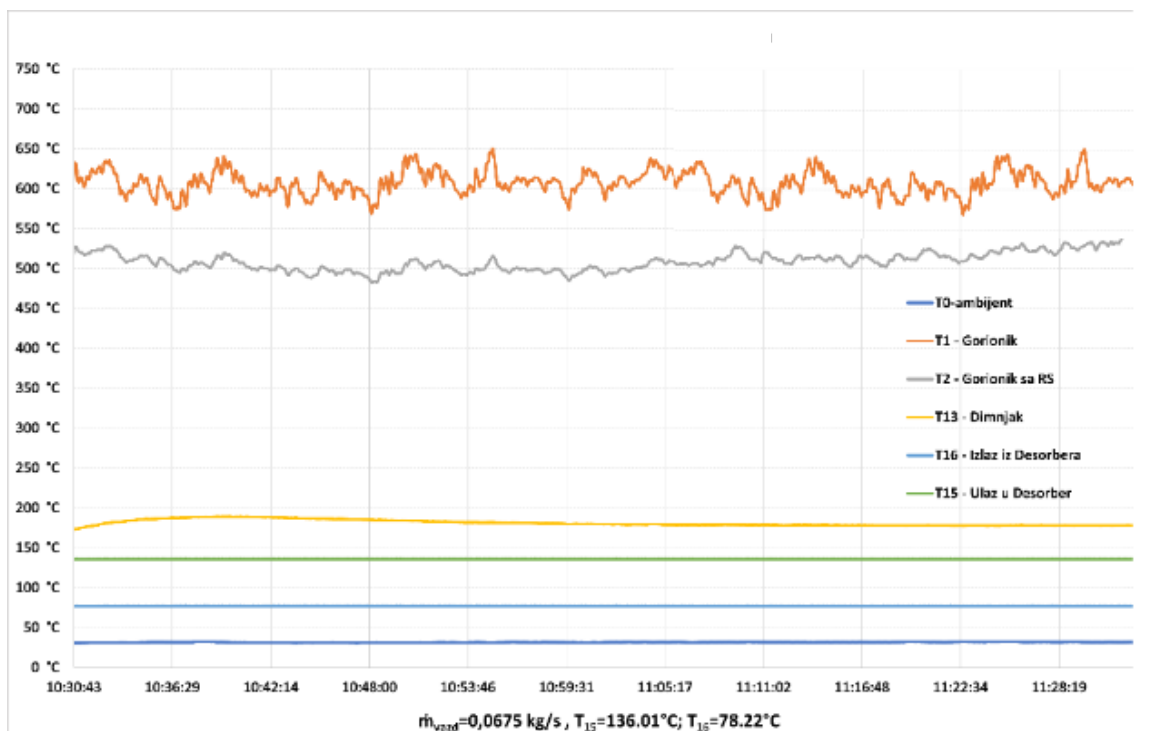
Слика 3.78. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, II – брзина вентилатора



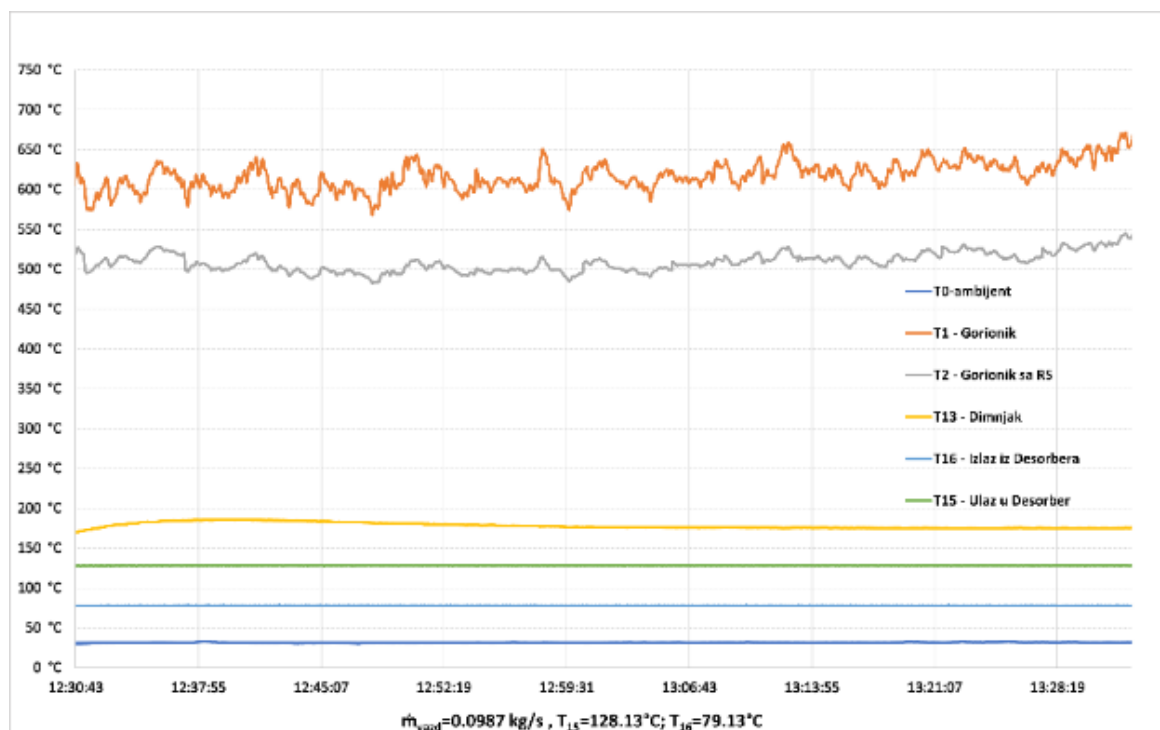
Слика 3.79. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПН, 21 kW горионик, III – брзина вентилатора



Слика 3.80. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПН, 30 kW горионик, I – брзина вентилатора



Слика 3.81. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 30 kW горионик, II – брзина вентилатора



Слика 3.82. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АПП, 30 kW горионик, III – брзина вентилатора



Зимски режими рада су приказани на сликама 3.59 до 3.73, а летњи режими рада на сликама 3.74 до 3.82. На сликама 3.59 до 3.61 за зимски режим и сликама 3.74 до 3.76 за летњи режим су приказане промене температуре гасова у току трајања експеримента од тренутка упуштања система у рад до поститања стационарног стања, за снагу горионика од 15 kW и за све три брзине вентилатора. На свим осталим дијаграмима приказане су промене температуре гасова након успостављања стационарног режима. Довођење система ГВВ и АТП у стационарни режим рада је јасно уочљиво на дијаграмима. Након покретања ГВВ отпочиње процес сагоревања и расте температура продуката сагоревања (лева половина дијаграма) до достизања максималних вредности, а по покретању ваздуха вентилатором уочава се пад температуре продуката сагоревања и полагано поститање стационарног режима рада (лева половина дијаграма). На основу приказаних резултата може се сагледати време до довођење система у стационарни режим рада и оно за за снагу горионика од 15 kW у зимском режиму и за све три брзине вентилатора износи око 2.5 часа.

Овде су од посебног значаја измерене и осредњене по времену температуре ваздуха на улазу и излазу из десорбера у циљу утврђивања ефикасности АТП. Остале измерене вредности температуре на датим локацијама користиће се за верификацију резултата нумеричког експеримента.

### 3.4.5. Одређивање грејне и расхладне снаге

Размењена топлота на страни воде АТП се рачуна по изразу (зими се одређује грејни капацитет, а лети расхладни капацитет):

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{vode\ ATP} = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T_w \quad (3.9)$$

Размењена топлота у десорберу АТП се одређује према једначини:

$$\dot{Q}_v = \dot{Q}_{vazd.des.ATP} = \rho_{vazd.des.} \cdot \dot{V}_{vazd} \cdot c_{p.vazd.des.} \cdot \Delta T_{des} \quad (3.10)$$

Коефицијент грејања/хлађења (исказује термички степен ефикасности система)  $\epsilon_{th}$  или  $COP_{th}$  (Coefficient of Performance) апсорпционе топлотне пумпе представља однос испоручене количине топлоте/расхладне енергије понору топлоте или понору расхладне енергије у односу на испоручену количину топлоте десорберу АТП.



$$COP_{th} = \varepsilon_{th} = \frac{\dot{Q}_{vode\ ATP}}{\dot{Q}_{vazd.des.ATP}} = \frac{\rho_w \cdot \dot{V}_{vode} \cdot c_{pw} \cdot (T_{v.ul.} - T_{v.iz.})}{\rho_{vazd.des.} \cdot \dot{V}_{vazd} \cdot c_{p.vazd.des.} \cdot (T_{15} - T_{16})} \quad (3.11)$$

Фран Бошњаковић [46] је увидео да у оваквом приказу степена ефикасности недостаје део који се тиче потрошње електричне енергије за погон циркулационе пумпе у апсорпционом кругу, те је дао препоруку да се електрична енергија за рад АТП уврсти у горњу једначину уз снагу десорбера, али прикаже у облику топлотне енергије ако се зна извор електричне енергије и конверзиони фактор за тај извор.

Данас је прихваћено да се тај однос прикаже засебно као електрични степен искоришћења  $\varepsilon_{el}$  или  $COP_{el}$  у једноставнијем облику, као однос испоручене топлотне/расхладне енергије понору топлоте или понору расхладне енергије са потрошњом електричне енергије.

$$COP_{el} = \varepsilon_{el} = \frac{\dot{Q}_{vode\ ATP}}{E_{ch}} \quad (3.12)$$

Резултати прорачуна коефицијента грејања/хлађења дати су у поглављу 7.

#### 3.4.6. Грешка мерења

Грешка мерења топлотног флукса који се преда или одузме од неког флуида у измењивачу топлоте је веома сложена и зависи од грешака мерења: протока флуида, температуре флуида, као и од топлотног капацитета флуида и густине флуида.

Овде је детаљно приказано одређивање грешке мерења топлотног флукса који се у десорберу одводи од загрејаног ваздуха, за различите снаге горионика пелета. Сличном процедуром одређује се и грешка мерења осталих топлотних флуксева.

Како је већ наведено, проток ваздуха на излазу из десорбера је мерен балометром који има грешку мерења протока  $\delta\dot{V}_v = \pm 3\%$  или  $\pm 12\text{ m}^3/\text{h}$  код протока већих од  $85\text{ m}^3/\text{h}$ . Како је опсег протока ваздуха кроз десорбер од  $137.6 - 815.9\text{ m}^3/\text{h}$ , грешка мерења протока ваздуха је  $\pm 12\text{ m}^3/\text{h}$ . За опсег мерених температура ваздуха у десорберу грешка мерења је максимално  $\delta\Delta T_v = 0.06^\circ\text{C}$  (Табела 3.11). Грешке у рачунању топлотног капацитета и густине усвојене су на основу термодинамичких таблица, и то:  $\delta\rho_v = \pm 0.01\text{ kg/m}^3$  и  $\delta c_{p,v} = \pm 1\text{ J/(kg K)}$ .





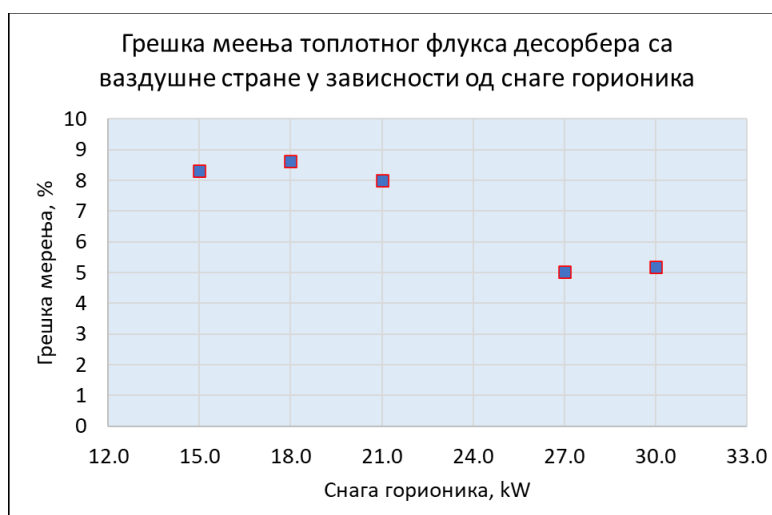
Грешка мерења топлотног флукса који се у десорберу одводи од загрејаног ваздуха је дефинисана релацијом:

$$\varepsilon_{Q_v} = \frac{\delta \dot{Q}_v}{\dot{Q}_v} 100 \% \quad (3.13)$$

при чему је:

$$\delta \dot{Q}_v = \frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial \rho_v} \delta \rho_v + \frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial \dot{V}_v} \delta \dot{V}_v + \frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial c_{p,v}} \delta c_{p,v} + \frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial \Delta T_v} \delta \Delta T_v \quad (3.14)$$

На слици 3.83 је приказана зависност грешке мерења од снаге горионика за случај кад је ваздух погођен вентилатором са најмањим протоком.



Слика 3.83. Зависност грешке мерења од снаге горионика

Грешка мерења топлотног флукса који се у десорберу одводи од загрејаног ваздуха за све експерименте је износила од 1.18 до 8.63 %, зависно од снаге горионика и протока ваздуха кроз десорбер.

Као критеријум успешности мерења у литератури се најчешће наводи да грешка мора бити мања од 10%.



#### 4. НУМЕРИЧКО ИСТРАЖИВАЊЕ

Један о задатака у овој докторској дисертацији био је да се са што већом тачношћу дефинишу термо-струјне величине ваздуха на улазу у десорбер апсорпционе топлотне пумпе, у што већим опсегу вредности термо-струјних величина. Овде се пре свега мисли на масени проток и температуру врелог ваздуха на улазу у десорбер. Што се тиче масеног протока ваздуха у реалном експерименту ограничење је наметао вентилатор којим је погоњен ваздух и којим је могуће остварити три вредности масеног протока (три брзине рада вентилатора). Такође, било је неопходно сагледати и случај кад генератор врелог ваздуха није био у спрези са десорбером апсорпционе топлотне пумпе, јер су у том случају због значајног смањења отпора струјању ваздуха (услед не струјања врелог ваздуха кроз десорбер) вентилатором остваривани већи масени протоци врелог ваздуха у излазној цеви (детаљније објашњење дато је у поглављу 3).

Вредности струјних величина врелог ваздуха на излазу из генератора врелог ваздуха најпре су одређиване експерименталним путем, а резултати мерења дати су у поглављу 3. Затим се приступило нумеричком експерименту који је омогућио реализацију знатно већег броја експеримената у знатно ширем опсегу вредности термо-струјних величина у односу на реална мерења на лабораторијском генератору врелог ваздуха.

Што се тиче избора вредности масеног протока ваздуха око снопа цеви у генератору врелог ваздуха за нумеричке симулације усвојене су две измерене вредности протока ваздуха за случај кад је генератор врелог ваздуха повезан на апсорпциону топлотну пумпу и две вредности за случај кад генератор врелог ваздуха није повезан на апсорпциону топлотну пумпу.

Разматрана су два режима у погледу температуре ваздуха на улазу у генератор врелог ваздуха, једна вредност која би одговарала летњем и друга која би одговарала зимском режиму рада.

Због свега наведеног, направљен је план за нумерички експеримент, које је подразумевао да се варирају четири вредности масеног протока ваздуха на улазу у генератор врелог ваздуха, четири снаге горионика за сагоревање пелета и две температуре ваздуха на улазу у генератор врелог ваздуха.



Поред симулације струјања са преносом топлоте на ваздух који је опструјавао измењивачке површине, задатак је био да се за наведене услове симулира и струјање са преносом топлоте са стране продукта сагоревања који су настали сагоревањем пелета, а у циљу утврђивања струјног и температурног поља врелих продукта сагоревања и утврђивања термо-струјних величина са којима продукти сагоревања напуштају генератор врелог ваздуха и избацују се у околину.

План нумеричког експеримента приказан је у табели 4.1.

Табела 4.1. План нумеричког експеримента

Масени проток ваздуха [ $\text{kg s}^{-1}$ ]	0.225			
	0.170			
	0.101			
	0.038			
Снага горионика [kW]	15	21	24	30
CO <sub>2</sub> масена фракција на улазу у горионик	0.5			
Спољна температура ваздуха [°C]	– летњи режим			
	– зимски режим			

У уводном делу овог поглавља најпре је указано на потребу за примену CFD поступака, формиран је одговарајући математички модел са условима једнозначности, укратко је приказан поступак дискретизације, приказан је поступак избора нумеричке мреже, приказани су основни делови коришћених софтвера и на крају су дати резултати нумеричких симулација.

Computational fluid dynamics [79] или скраћено CFD је интердисциплинарна област која комбинује принципе математике, физике и брзину прорачуна савремених рачунарских система за проучавање физичких понашања флуида. То укључује употребу нумеричких метода и алгоритама за решавање транспортних једначина као што су нпр. Navier – Stokes-ове једначине и др. Транспортне једначине описују кретање флуида са преносом топлоте и користе за симулацију комплексних струјања флуида, као што су турбулентна, вишефазна струјања и процеси сагоревања, у сложеним геометријама. Област CFD-а се брзо развијала током последњих неколико деценија, упоредо са развојем рачунарских система високих перформанси и напредних нумеричких метода. Ово је омогућило инжењерима и научницима да симулирају и анализирају све сложеније



системе са струјањем флуида, што је довело до бољег разумевања основних физичких феномена и развоја ефикаснијих инжењерских решења. Једна од главних предности CFD-а је то што омогућава инжењерима да тестирају и оптимизују модел без потребе за физичким прототиповима, чија израда и тестирања могу бити скупа и дуготрајна.

Међутим, тачност CFD симулација у великој мери зависи од квалитета улазних података, као што су геометрија система, својства флуида и гранични услови. Нетачни или непотпуни параметри могу довести до нетачних или непоузданих резултата, наглашавајући важност пажљивог моделирања и валидације.

Све у свему, CFD је постао неизоставни алат за инжењере и научнике у широком спектру индустрија, омогућавајући им да стекну вредан увид у сложене системе понашања флуида и да оптимизују дизајн како би побољшали ефикасност система.

#### 4.1. Математички модел

Нумеричко решавање преноса топлоте, струјних и других процеса може да почне онда када закони који управљају овим процесима (физички модел процеса) [89, 92] буду изражени у математичком облику, углавном помоћу парцијалних диференцијалних једначина.

Парцијалне диференцијалне једначине којима се описује неки од феномена преноса материје, количине кретања или енергије уствари изражавају начело одржања за одређену транспортну величину. Све једначине конзервације могу се представити у генералном – општем облику. Генерални облик тзв. транспортних једначина се може наћи у књигама о транспорту топлоте и материје [50, 56, 88, 93, 99] и најчешће се даје у облику:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\phi u_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (4.1)$$

Први члан у генералној транспортној једначини са леве стране је нестационарни, други представља конвективни члан, а са десне стране први представља дифузиони члан а други изворни члан за тренутну вредност универзалне променљиве  $\phi$ . Вредности коефицијента дифузије  $\Gamma_\phi$  и изворног члана  $S_\phi$  везују се за променљиву  $\phi$ .



Једначине одржања су:

- једначина одржања материје

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.2)$$

- једначина одржања количине кретања – Navier–Stokes – ова једначина

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} \quad (4.3)$$

- једначина одржања енергије

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j h)}{\partial x_j} &= \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{\sigma} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{1}{Sc} - \frac{1}{\sigma} \right) \sum_{m=1}^N h_m \frac{\partial(y_m)}{\partial x_j} \right] + \sum \dot{q}_V \end{aligned} \quad (4.4)$$

- једначина одржања хемијских компонената

$$\frac{\partial(\rho y_m)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j y_m)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(j_{m,j})}{\partial x_j} + S_y \quad (4.5)$$

где су:

-  $\tau_{ij}$  - тензор напона, [Pa]

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

-  $\mu$  - динамичка вискозност флуида, [Pa·s];

-  $\delta_{ij}$  - Кронекеров делта оператор ( $\delta_{ij} = 1$  за  $i = j$  и  $\delta_{ij} = 0$  за  $i \neq j$ );

-  $h$  - енталпија смеше [J/kg]

$$h = \sum_{m=1}^M y_m h_m$$



- $h_m$  - енталпија компонете ( $m$ ), [J/kg];
- $y_m$  – масени удео хемијске компоненте ( $m$ ) [kg/kg];
- $j_{m,j}$  – дифузиони флуks компоненте ( $m$ ) у правцу ( $j$ ) [kg/m<sup>2</sup>s], који се може представити Fick-овим законом:

$$j_{m,j} = -\rho D_m \frac{\partial(y_m)}{\partial x_j}$$

- $D_m$  - коефицијент дифузије хемијске компоненте ( $m$ ) [m<sup>2</sup>/s];
- $S_y$  - интензитет ницања хемијске компоненте ( $m$ ) у коначној запремини [kg/m<sup>3</sup>s].
- $\dot{q}_V$  - топлотни флуks који нице/понире, укључујући и топлотни флуks зрачења, по јединици запремине [W/m<sup>3</sup>];
- $\sigma$  - Prandtl-ов број.

Запреминске, кориолисове и узгонске силе су занемарене. За стационарне термо-струјне проблеме, какав је разматран у овој дисертацији, први чланови са леве стране у једначинама одржања једнаки су нули.

Транспортне једначине су нелинеарне парцијалне диференцијалне једначине другог реда. У неким једноставним случајевима, као што је нпр. Stokes -ово струјање, једначине се могу поједноставити до нивоа линеарних једначина. Међутим, у свим реалним ситуацијама једначине је тешко или немогуће решити те се прибегава упрошћавању или моделирању.

О. Reynolds (1895) је сугерисао да је за инжењерске потребе сасвим довољно имати информацију о термо-струјним величинама осредњеним по времену. Стога је разрадио процедуру за извођење једначина конзервације са временски осредњеним зависним променљивима. Да би поставио математички модел турбулентног струјања увео је да је тренутна вредност неке физичке величине збир њене средње и њене флукуационе вредности и формирао је осредњене транспортне једначине. Детаљно приказан поступак осредњавања може се наћи у литератури [88, 92, 99]. Облик једначине континуитета је исти и за тренутни и за осредњени ток, док се код Рејнолдсових осредњених једначина, у енергетској једначини и једначини за одржање материје компонете на десној страни јавља додатни члан, који је последица самог осредњавања.



Овај члан у осредњеној једначини кретања су Рејнолдсови напони, у осредњеној енергетској једначини турбулентни топлотни флуks, а у осредњеној једначини одржања удела компоненте у смеши турбулентни масени флуks компоненте. Дакле, у осредњеним једначинама појавили су се нови чланови који су последица утицаја флукуационих компоненти променљивих. Осредњени систем једначина (Reynolds-ове једначине) није затворен и стога се јавила потреба за увођењем нових једначина, којима би се ситем једначина затворио, са основном идејом да се допунски турбулентни чланови изразе преко средњих вредности транспортних величина. То је довело до развоја и употребе различитих модела турбуленције.

#### 4.2. Стандардни $k$ - $\epsilon$ модел

$k$ - $\epsilon$  модел је модел турбуленције [56] са две једначине који се широко користи у CFD симулацијама. Модел има за циљ да предвиди карактеристике турбулентног струјања флуида решавањем две једначине, једне за турбулентну кинетичку енергију ( $k$ ) и другу за брзину дисипације турбулентне кинетичке енергије ( $\epsilon$ ). Модел  $k$ - $\epsilon$  претпоставља да је турбуленција изотропна и хомогена и користи приступ турбулентне вискозности за моделирање утицаја турбулентних вртлога на струјање. Модел, такође укључује претпоставке о стварању и уништавању турбуленције, као и о понашању турбулентне вискозности. Решавањем ових једначина,  $k$ - $\epsilon$  модел може да пружи информације о важним особинама струјања као што су флукуације брзине, интензитет турбуленције и брзине турбулентне дисипације енергије. Међутим, треба напоменути да је  $k$ - $\epsilon$  модел релативно једноставан модел турбуленције и често неће детаљно приказати сложено понашање струјања у неким ситуацијама, посебно за струјања са значајном закривљеношћу струјних линија или турбуленцијом близу зида. Често се користи модификована верзија овог модела тзв. стандардни  $k$ - $\epsilon$  модел или *RNG*  $k$ - $\epsilon$  модел.

Стандардни  $k$ - $\epsilon$  модел [85] је нашироко коришћен модел турбуленције са две једначине у нумеричким симулацијама струјања флуида. То је проширење оригиналног  $k$ - $\epsilon$  модела и укључује додатне једначине да би се узели у обзир неравнотежни ефекти у турбулентном струјању. Стандардни  $k$ - $\epsilon$  модел претпоставља да је турбуленција изотропна и хомогена и користи приступ турбулентне вискозности за моделирање утицаја турбулентних вртлога на струјање. Укључује две додатне транспортне једначине, за интензитет дисипације турбулентне кинетичке енергије и брзину



дисипације турбуленције. Ове једначине помажу да се узме у обзир утицај турбулентних смичућих напона и струјне закривљености на турбуленцију, који су важни у многим практичним инжењерским апликацијама.

Једначине за  $k$  и  $\varepsilon$  у стандардном  $k$ - $\varepsilon$  моделу као и константе модела могу се наћи у стандардним уџбеницима за пренос топлоте и масе [47, 48, 67, 72, 85, 92].

### 4.3. $k$ - $\omega$ модел

$k$ - $\omega$  модел [66] турбуленције је један од популарнијих модела турбуленције у CFD. Овај модел се темељи на решавању једначина за количину турбуленције ( $k$ ) и специфичну дисипацију турбуленције ( $\omega$ ). Количина турбуленције  $k$  представља енергију турбуленције у флуиду, а специфична дисипација турбуленције  $\omega$  представља стопу - фреквенцију којом се та енергија претвара у топлоту. Ове две променљиве се међусобно повезују помоћу транспортне једначине која описује промену  $k$  и  $\omega$  у времену и простору.  $k$ - $\omega$  модел такође укључује додатне једначине за турбулентни кинематски вискозитет и турбулентни проток масе, што омогућује боље предвиђање турбуленције у струјању флуида.  $k$ - $\omega$  модел се сматра релативно једноставним и ефикасним моделом, и често се користи у индустрији код сложених флуидних система.

Транспортна једначина за  $k$  или  $\omega$  [92] се може исказати речима како је приказано у табели 4.2.

Табела 4.2. Описни приказ транспортне једначине за  $k$  или  $\omega$

Промена $k$ или $\omega$	+	Пренос $k$ или $\omega$ конвекцијом	=	Пренос $k$ или $\omega$ дифузијом	+	Производња $k$ или $\omega$	-	Деструкција $k$ или $\omega$
-----------------------------	---	-------------------------------------------	---	-----------------------------------------	---	--------------------------------	---	---------------------------------

За симулацију у овом раду коришћен је SST модел [67] турбуленције један од облика  $k$ - $\omega$  модела, који показује добре резултате при симулирању струјања уз чврсте преграде (зидове).

SST (Shear Stress Transport) модел је модел турбуленције који комбинује идеју два популарна модела турбуленције,  $k$ - $\omega$  и  $k$ - $\varepsilon$ .





SST модел [53] се састоји од две једначине за кинетичку енергију турбуленције ( $k$ ) и специфичну турбулентну дисипацију ( $\omega$ ), које се решавају унутар турбулентног слоја, и једначине за турбулентну вискозност ( $\mu_t$ ), која се користи за прелазак из турбулентног слоја у гранични слој. SST модел такође користи прелазну функцију која комбинује  $k$ - $\omega$  и  $k$ - $\varepsilon$  моделе и омогућава да се моделира ламинарни и турбулентни ток, у зависности од  $Re$  – Reynolds-овог броја. Предност SST модела [67] у односу на друге моделе турбуленције је у томе што се добро понаша у различитим условима струјања и пружа прецизније резултате од других модела. Међутим, SST модел [87] је сложенији од других модела и захтева више ресурса за извршавање симулација. Укратко, SST модел турбуленције је популаран модел који комбинује идеје  $k$ - $\omega$  и  $k$ - $\varepsilon$  модела и пружа прецизније резултате у широком опсегу услова струјања.

Транспортне једначине за  $k$  и  $\omega$  су:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) &= \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \\ &+ 2\rho(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4.7)$$

при чему је према овом моделу турбулентна вискозност:

$$\mu_t = \frac{0.31 \rho k}{\max(0.31 \omega; \Omega F_2)}$$

где су:

$$- \Omega = (2 \Omega_{ij} \Omega_{ij})^{0.5};$$

$$- \Omega_{ij} = 0.5 \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right);$$

$$- F_2 = \tanh \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}; \frac{500 \nu}{d^2 \omega} \right) \right)$$

–  $\Phi_{SST}(\gamma, \sigma_k, \sigma_\omega, \beta, \beta^*)$  - константа модела повезана константом  $\Phi_{k\omega}$   $k$ - $\omega$  модела и константом  $\Phi_{k\varepsilon}$  модификованог  $k$ - $\varepsilon$  модела у облику  $\Phi_{SST} = \Phi_{k\omega} F_1 + (1 - F_1) \Phi_{k\varepsilon}$ ;



–  $F_1 = \tanh(\arg_1^4)$  - функција једнака јединици у граничном слоју, док је једнака нули у језгру флуидне струје;

$$- \arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}; \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right); \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d^2} \right];$$

–  $d$  - раздаљина од најближег зида у [m];

$$- CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right).$$

Константе SST модела  $\Phi_{k\omega}$  за подручје уз зид су преузете из  $k$ - $\omega$  модела

$$\sigma_{k1} = 0.5; \sigma_{\omega 2} = 0.5; \beta^* = 0.09; \beta_1 = 0.07508; \kappa = 0.41; \gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2} \kappa^2 / (\beta^*)^{1/2}$$

а константе SST модела  $\Phi_{k\epsilon}$  за подручје даље од зида су преузете из модификованог  $k$ - $\epsilon$  модела

$$\sigma_{k2} = 1.0; \sigma_{\omega 2} = 0.856; \beta^* = 0.09; \beta_2 = 0.0828; \kappa = 0.41; \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2} \kappa^2 / (\beta^*)^{1/2}$$

#### 4.4. Гранични услови

Јединствено решење спрегнутих парцијалних диференцијалних једначина је могуће постићи дефинисањем одговарајућих услова једнозначности. Услови једнозначности обухватају:

- **геометријске услове** (који дефинишу облик и величину система или тела у коме се одиграва процес),
- **физичке услове** (којима се дефинишу физичка својства флуида),
- **временске или почетне услове** (којима се одређују величине процеса у почетном тренутку времена) и
- **граничне услове** [63] (енгл. Boundary conditions - којима се дефинишу величине процеса на границама флуидног простора, односно дате су вредности зависно променљивих или њихових извода на границама прорачунског домена).

Дакле, гранични услови су важан део нумеричких симулација јер се користе за дефинисање понашања флуида на границама прорачунског домена. Гранични услови се примењују на свакој граници симулационог домена, а могу бити различити у зависности од врсте струјања и геометрије система који се симулира.



Гранични услови на улазу (енгл. Inlet Boundary Conditions) - користе се на местима где флуид улази у домен. Ови услови дефинишу брзину, температуру и/или концентрацију компонената у флуиду на улазу.

Гранични услови на излазу (енгл. Outlet Boundary Conditions) - користе се на местима где флуид напушта симулациони домен. Ови услови дефинишу притисак и/или брзину флуида на излазу.

На граници између флуида и чврстог зида користе се зидне функције (енгл. Wall functions) којима се дефинишу брзина, температура и/или притисак на граници, као и карактеристике трења између флуида и зида.

Симетрични услови (енгл. Simetric conditions) [79] користе се на граници између две симетричне површине у симулационом домену. Ови услови дефинишу да је нормална брзина флуида нула на симетричној површини.

Гранични услови слободне површине (енгл. Free Surface Conditions) - користе се када се симулира струјање са слободном површином, као што је струјање воде у отвореном каналу. Ови услови дефинишу положај слободне површине и карактеристике струјања на граници између флуида и ваздуха или другог гаса.

#### **4.5. Зидне функције**

У нумеричким симулацијама, коришћење зидних функција је техника која се примењује за моделирање струјања у близини чврсте површине, као што је зид или нека преграда. На струјање у близини чврсте површине утиче присуство вискозности, што узрокује да се течност „залепи” за површину, стварајући танак слој познат као гранични слој. У CFD симулацијама, гранични слој је често сувише танак да би се могао разрешити са величином мреже, што захтева употребу зидних функција.

Зидне функције су емпиријске корелације које повезују градијенте брзине и притиска у близини зида са напоном смицања уз зид. Напон смицања уз зид се затим користи за израчунавање профила брзине и притиска унутар граничног слоја. Најчешће коришћене зидне функције су логаритамске и „power law“ функције. Логаритамски закон претпоставља да профил брзине унутар граничног слоја прати логаритамски однос са растојањем од зида, док “power law” закон претпоставља да профил брзине прати одређени однос дефинисан степеном функцијом.



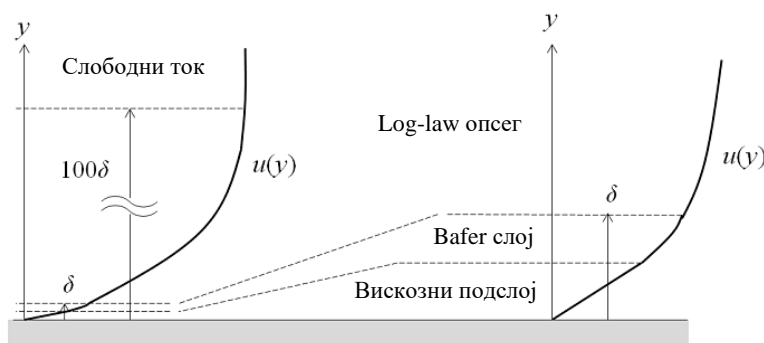
Употреба зидних функција је ефикасан начин за моделирање струјања у близини чврстих површина. Међутим, важно је напоменути да тачност резултата зависи од избора зидне функције, величине мреже и Reynolds-овог броја дате струје флуида. Због тога се препоручује валидација резултата експерименталним подацима кад год је то могуће.

У овој дисертацији су, имајући у виду рачунарске ресурсе, коришћене добро познате логаритамске зидне функције, у напредном облику тј. Enhanced wall functions [73]. Унапређена зидна функција Enhanced Wall Functions (EWF) је нумеричка техника која се користи у CFD симулацијама за прецизно моделовање турбулентних струјања дуж границе са мање захтевним мрежама. У традиционалним CFD процедурама које се користе за моделирање турбулентног тока, гранични слој се типично моделира као гранични услов који захтева веома фину мрежу, да би се постигли тачнији резултати. Међутим, овај метод је прорачунски захтеван и тражи напредне компјутере и ресурсе. Насупрот томе, EWF се заснива на решавању енергетске једначине у граничном слоју коришћењем приближних зидних функција и побољшању модела у региону близу зида. Ово омогућава да се добију задовољавајући резултати коришћењем већих мрежастих елемената. EWF је посебно користан у индустријским апликацијама где су време прорачуна и ресурси важни фактори.

Пре генерисања мреже одрађени су прорачуни за дефинисање граничног слоја и да се добије вредност  $y^+$  у жељеном опсегу за потребе модела турбуленције, који ће се користити. У овој дисертацији коришћен је SST модел и за тај модел вредност параметра  $y^+$  би требала да буде између 30 и 300. Треба напоменути да је за транспорт топлоте примењена константна вредност  $y^+$  како би се смањила осетљивост мреже. Да би се добила величина почетне ћелије мреже било је потребно прорачунати Reynolds-ов број.

Максимална дебљина граничног слоја да би се турбулентни ток приказао у предвиђеним границама:

$$y_{bl} = 0.37L(Re)^{-0.2}. \quad (4.8)$$



Слика 4.1. Апроксимација брзинског профила зидним функцијама у зависности од финоће мреже

Користећи израз  $(u_f/u)^2 = 0.0296(Re)^{-0.2}$  добија се брзина трења, која се користи за дефинисање растојања  $y_l$  од центра ћелије до зида,  $y^+ = (u_f y_l) / \nu \Rightarrow y_l = y^+ \nu / u_f$ .

$y^+$  је без димензиони параметар који треба да буде у одговарајућем опсегу у зависности од модела турбуленције, за  $k-\omega$  и  $k-\varepsilon$  моделе добра вредност би била између 30 и 300. Пошто се у овој дисертацији примењује SST модел турбуленције за вредност  $y^+$  је довољно узети 30 одатле следи да је  $y_l = y^+ \nu / u_f = 30 \nu / u_f$  и да је:

$$u_f = u(0.0296(Re)^{-0.2})^{-0.5}. \quad (4.9)$$

#### 4.6. Структура коришћеног програмског пакета ANSYS-Fluent-CFX

ANSYS [43] је комерцијални софтвер за нумеричку симулацију који се користи за анализу и пројектовање у разним индустријама, укључујући инжењерске, енергетске, медицинске и научне секторе.

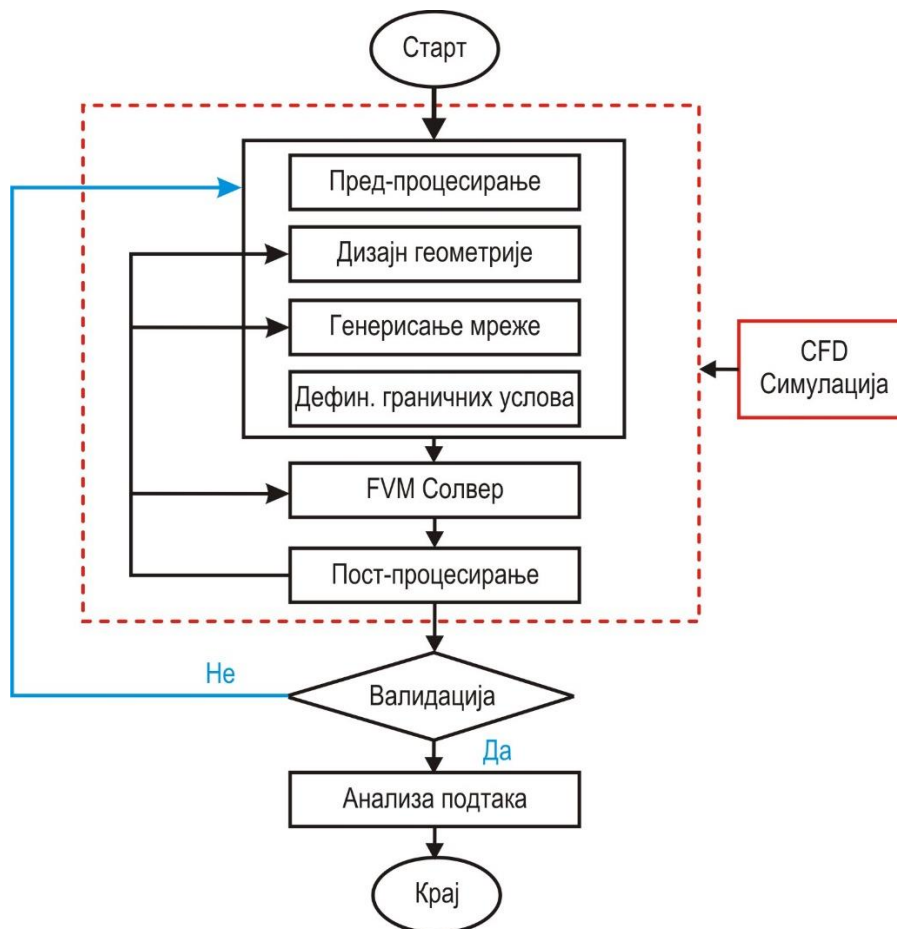
ANSYS софтвер се састоји од различитих компоненти које раде заједно како би се симулирала физичка понашања различитих система. Основне компоненте софтверске структуре ANSYS које се користе за симулације термо-струјних процеса у овом раду укључују ANSYS Work bench графичко окружење које се користи за припрему, управљање и извођење симулација. Work bench нуди алате за моделирање, креирање мреже (Mesh), постпроцесирање и визуализацију резултата симулације. ANSYS Fluent модул користи се за симулацију струјања флуида, преноса топлоте и осталих транспортних процеса од интереса. Користи се за анализу динамике флуида, преноса топлоте и масе у различитим инжењерским апликацијама. ANSYS CFX је други модул за симулацију струјања флуида и преноса топлоте. Овај модул се користи за анализу



струјања флуида у сложеним геометријама и струјним условима, укључујући турбуленцију, хемијске реакције итд.

Софтвер ANSYS Fluent састоји се од неколико кључних модула, укључујући:

- Пред-процесирање: ANSYS Fluent нуди алате за геометријско CAD моделирање, односно креирање модела које желите симулирати. Такође, нуди различите опције за припрему мреже, укључујући структурирану, неструктурирану и хибридную мрежу.
- Солвер: ANSYS Fluent користи нумеричке методе како би симулирао процесе са флуидима. Солвер је главни модул који изводи нумеричку симулацију, користећи једначине које описују струјање флуида, пренос масе и енергије, количине кретања итд.
- Пост-процесирање: ANSYS Fluent омогућује визуализацију и анализирање резултата симулације. Модул за пост-процесирање омогућује приказивање резултата у облику графикана, таблица, дијаграма и анимација.



Слика 4.2. Структура софтверског пакета ANSYS Fluent и CFX



#### 4.7. Избор нумеричког модела

Постоји много модела који се могу користити како би се осигурао квалитет симулације. Одабир модела и дискретизационих шема приказан је у неколико корака са описом постојећих модела.

Симулација рада генератора врелог ваздуха ГВВ на биомасу је изведена у стационарном режиму. Узимајући у обзир компликовану природу моделованог система, коришћене су следеће претпоставке:

- разматрана је само половина геометрије услед симетрије;
- горионик је симулиран коришћењем модела извора топлоте (heat source model);
- у симулацији је као смеша продуката сагоревања коришћена мешавина ваздуха и  $\text{CO}_2$ ;
- права геометрија оребреног измењивача топлоте је поједностављена коришћењем модела порозности (porosity model);
- изабрана је узводна дискретизациона шема другог реда (Second Order Upwind Scheme);
- избор финоће мреже: за примењени модел турбуленције – зидне функције се не могу изоставити, то значи постоје нека ограничења у густини мреже тачније њеној резолуцији. Ако је  $y^+$  превише велико, прва тачка ће бити ван граничног слоја и зидна функција ће ући дубље у домен.

Ако је  $y^+$  превише мало, прва тачка ће се налазити у ламинарном (вискозном) делу граничног слоја где зидне функције нису валидне. Сви Eddy-viscosity модели раде са потпоно развијеним турбулентним током, они нису у стању да предвиде транзиције из ламинарног у турбулентни ток у граничном слоју, стога за ове моделе се примењује аутоматска зидна функција у прорачуну.

Мрежа у домену је тетраедарска са порастом величине коначне запремине од граничног слоја ка језгру струје флуида. Величина мреже је изабрана према очекиваној вредности брзина.

Сprovedено је неколико симулација да би се проверила осетљивост симулираног модела на величину мреже и да би се добила грешка дискретизације коришћењем индекса конвергенције мреже (подаци су приказани у табели 4.3).



Утврђено је да је разлика у вредностима температуре ваздуха на излазу из ГВВ између fine и средње мреже мања од 1%. Првобитно је коришћена мрежа са пола милиона елемената, па је након провере зависности од мреже установљено да је један милион ћелија довољан да се добије задовољавајуће решење уз минимално време рачунања.

Све мреже су показале скоро исте резултате, али са великим разликама у времену прорачуна.

Ово се може објаснити као последица малих брзина, односно малих вредности Re броја. У исто време сам прорачун брзинског поља је давао добре резултате и са најгрубљом мрежом.

Због напред изнетог за нумерички експеримент је изабрана мрежа са 1045293 ћелија (мрежа средње густине).

- коришћен је *SST k- $\omega$*  турбулентни модел.

Табела 4.3. Подаци о мрежи 3D модела ГВВ

Густина мреже	Груба	Средња	Фина
Број ћелија	727821	1045293	1443682

Дакле, за реализацију нумеричког истраживања у оквиру ове докторске дисертације коришћен је комерцијални код ANSYS Fluent и CFX, са SIMPLE процедуром. Односно, за спрезање поља брзине и притиска (Pressure velocity coupling) примењен је SIMPLE – алгоритам у FLUENT-у.

Геометрија, као и мрежа, је креирана преко Workbench платформе (слика 4.5) при чему је креиран модел према стварним димензијама експерименталне поставке. За поређење и валидацију су коришћени резултати добијени мерењем. Да би се извршила нумеричка симулација, потребно је дефинисати рачунски домен који фактички представља физички домен.

Онда се тај рачунски домен испуни скупом дискретних тачака (дискретизује се домен прорачуна) над којима се врши решавање дефинисаних дискретизованих једначина које су изведене од диференцијалних. Овај сет тачака представља такозвану мрежу (grid/mesh) домена, која игра кључну улогу у прорачуну горе наведених једначина и величина.





Мрежа за нумеричку симулацију може бити:

- структурирана, где мреже тачака следе одређено поравнање у сва 3 правца и
- неструктурирана код које мреже тачака не прате поравнања и облике.

У овој дисертацији је примењена тетраедарска неструктурирана мрежа.

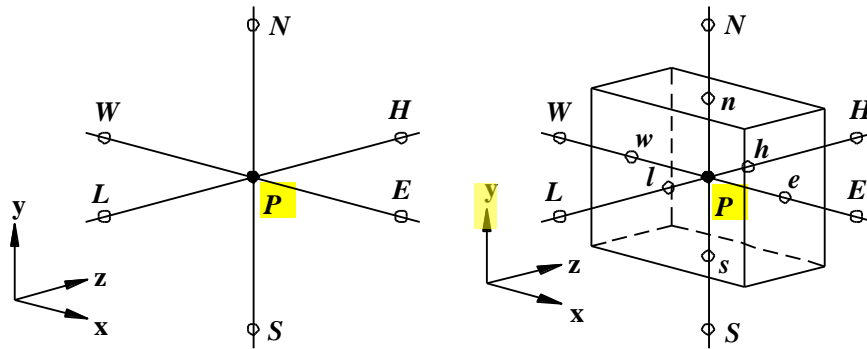
За дефинисане диференцијалне једначине неког проблема, потребне дискретизационе једначине могу се извести на више начина. Овде је дат кратак опис методе коначних запремина (Finite Volume Method) која је и примењена у овој дисертацији.

Основна идеја формулације коначне запремине је у томе да се домен прорачуна поделина на оптималан број не преклапајућих коначних запремина тако да постоји једна коначна запремина око сваке тачке дискретизације [85].

Након тога се врши интеграљење диференцијалне једначине по свакој коначној запремини. Добијене дискретизационе једначине на овај начин изражавају принцип конзервације неке зависно променљиве  $\phi$  за коначну запремину, као што диференцијална једначина изражава принцип одржања за инфинитезималну коначну запремину. Решење ове формулације коначне запремине је да интеграљене величине као што су маса, количина кретања, енергија и слично у потпуности задовољавају принцип одржања по било којој групи коначних запремина и, наравно, за цео домен прорачуна.

За извођење дискретизационих једначина, примењен је принцип мреже као на сликама 4.3 и 4.4, стим што је у стварности у основи коначне запремине троугао.

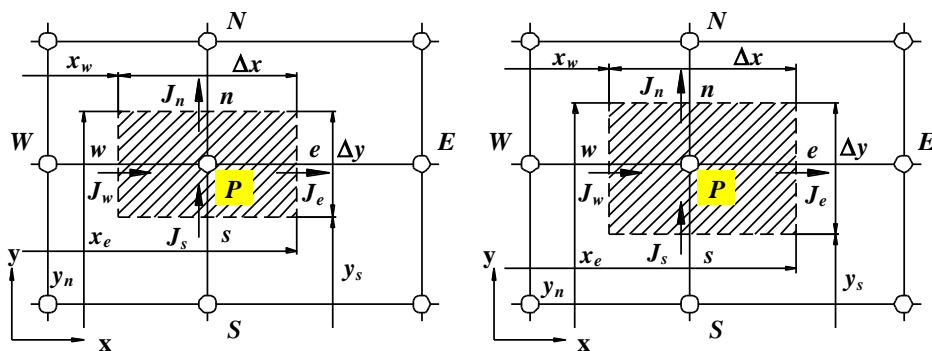
Испрекидано подручје представља пресек коначне запремине у чијем центру се налази тачка (P) за коју се решавају све транспортне величине на основу дефинисаних дискретизационих једначина. Суседне чворне тачке у суседним ћелијама су означене на следећи начин: (E), (W), (N) и (S). Чвор (E) се налази на позитвном смеру x осе, односно налази се на источној страни у односу на нодалну тачку (P), док (W) означава западну суседну тачку и налази се на негативној страни x осе и тако редом. Малим слова (e), (w), (n) и (s) су означене странице коначне запремине.



Слика 4.3. 3D – пример ћелије дискретизационе мреже

Формулисање дискретизационих једначина од диференцијалних једначина у овој тези је изведено помоћу Second Order Upwind Scheme (узводна шема другог реда). Узводне шеме или (Upwind Schemes) представља једну од врста дискретизационих метода за нумеричко решавање хиперболичких парцијалних диференцијалних једначина. Као на пример, таласне једначине, једначине кретања флуида, Ојлерове једначине у динамици флуида итд.

Поступак дискретизације се може показати на поједностављеном примеру дискретизације диференцијалне једначина одржања масе (4.1) само за правац  $x$  осе. Ако се усвоји јединична дужина коначне запремине у правцима  $z$  и  $y$  има се да је величина коначне запремине једнака  $\Delta x \times 1 \times 1$ , а диференцијална једначина за  $v = const$  добија следећи облик:



Слика 4.4. 2D пример дискретизационе мреже

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (4.10)$$

У односу на разматрану тачку (P), за једнодимензионални проблем струјања у правцу  $x$  осе, постоје само два могућа смера простирања информација, леви и десни. Ако



је  $u$  позитивно, лева страна се зове ”уз-ток” (узводно) док десна се зове ”низ-ток” (низводно). Примењујући на диференцијалну једначину 4.10 дискретизациони поступак узводне шеме другог реда, добијају се једначине следећег облика.

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial \tau}\right)_{n,i} = \frac{\rho_n^{i+1} - \rho_n^i}{\Delta \tau} - \frac{\Delta \tau}{2!} \left(\frac{\partial^2 \rho}{\partial \tau^2}\right)_{n,i} + \dots \approx \frac{\rho_n^{i+1} - \rho_n^i}{\Delta \tau} \quad (4.11)$$

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) = \frac{3\rho_n^i - 4\rho_{n-1}^i + \rho_{n-2}^i}{2\delta x} \quad \text{za } v > 0 \quad (4.12)$$

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) = \frac{-\rho_{n+2}^i + 4\rho_{n+1}^i - 3\rho_n^i}{2\delta x} \quad \text{za } v < 0 \quad (4.13)$$

које имају већу тачност апроксимације просторних диференцијала у односу на узводну шему првог реда [85].

Крајњи облик дискретизационе једначине одржања масе је:

$$\frac{\rho_n^{i+1} - \rho_n^i}{\Delta \tau} + v \frac{3\rho_n^i - 4\rho_{n-1}^i + \rho_{n-2}^i}{2\delta x} = 0 \quad \text{za } v > 0 \quad (4.14)$$

$$\frac{\rho_n^{i+1} - \rho_n^i}{\Delta \tau} + v \frac{-\rho_{n+2}^i + 4\rho_{n+1}^i - 3\rho_n^i}{2\delta x} = 0 \quad \text{za } v < 0 \quad (4.15)$$

Да би систем био стабилан мора бити задовољен услов Courant–Friedrichs-a:

$$c = \left| \frac{v\Delta t}{\delta x} \right| \leq 1 \quad (4.16)$$

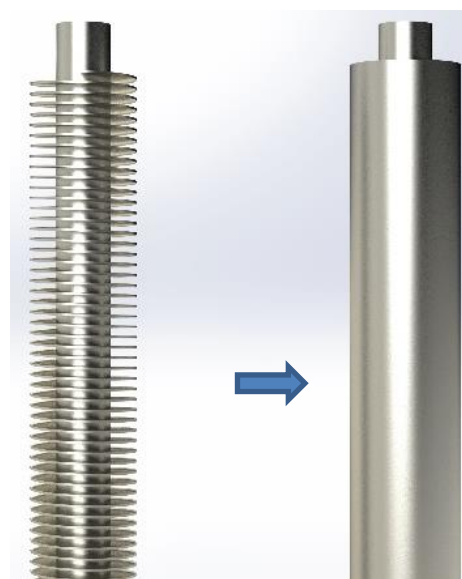
Да би се уштедело (скратило) време прорачуна, а уједно и избегле могућности дивергенције нумеричке симулације услед великих закривљења дискретизационе мреже и смањили ресурси за прорачун, стварна геометрија ребреног измењивача топлоте је представљена као област са еквивалентном порозности (слике 4.5 до 4.7), а израчунати параметри за еквиваленцију дати су у табели 4.4. На слици 4.8 дат је 3D приказ прорачунског домена са означеним улазима и излазима.



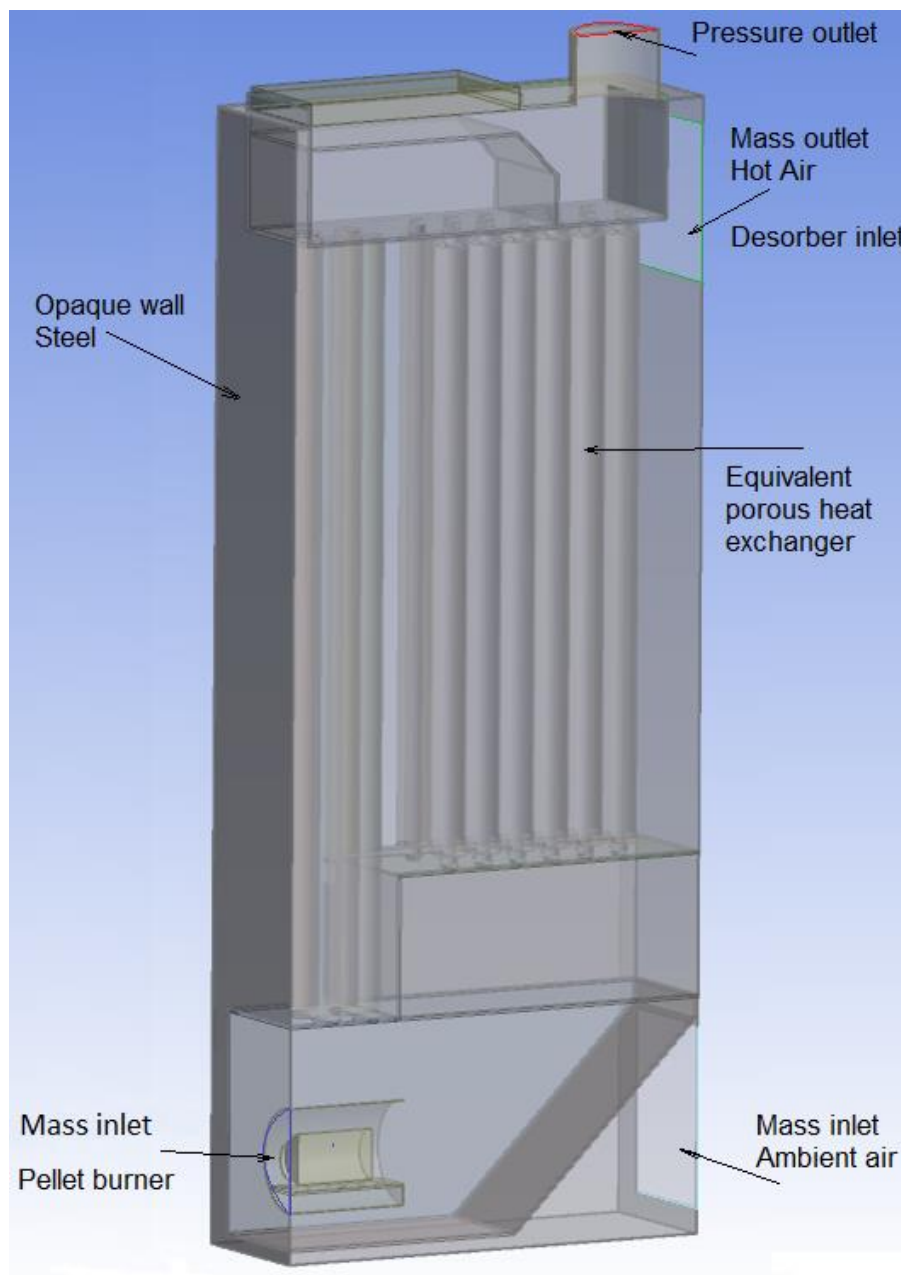
*Слика 4.5. 3D изглед геометрије ГВВ са не оребреним цевастим измењивачима топлоте (лево) и оребреним (десно)*



*Слика 4.6. 3D приказ дела са гориоником за сагоревање пелета*



*Слика 4.7. Реална геометрија оребрене цеви измењивача топлоте (лево) и порозна геометрија (десно)*

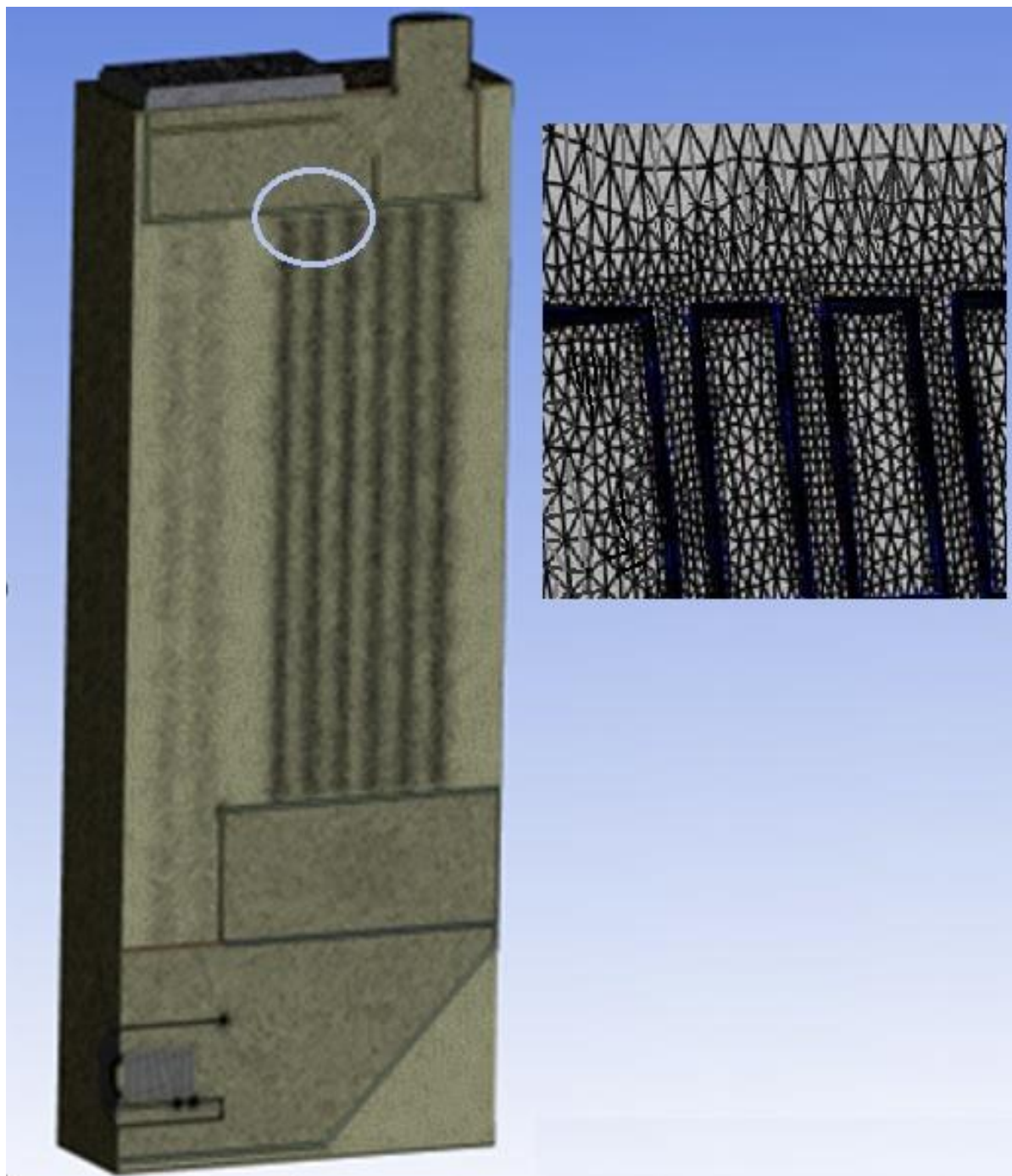


Слика 4.8. 3D приказ прорачунског домена

Табела 4.4. Подаци за еквиваленцију реалне и “порозне” геометрије цеви измењивача

Запреминска порозност	Интерфацијална површинска порозност	Површинска порозност	Коефицијент прелаза топлоте
0.785	413.5 m <sup>-1</sup>	изотропска	250 W/(m <sup>2</sup> K)

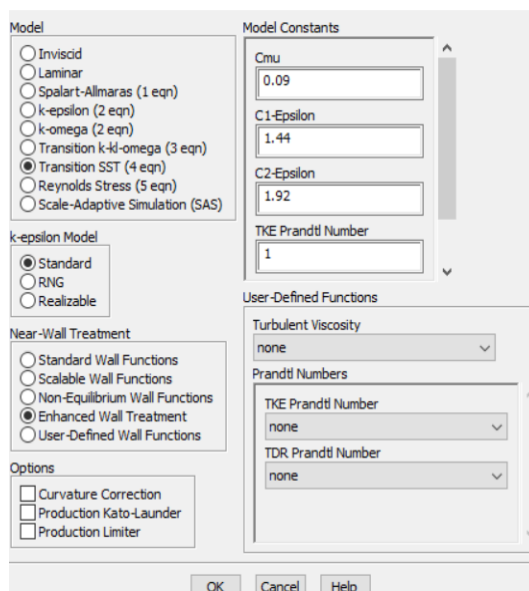
На слици 4.10. дата је нумеричка мрежа на домену од интереса. На слици десно је приказан увеличани део мреже (састављена од тетраедра) за позицију која је означена на слици лево.



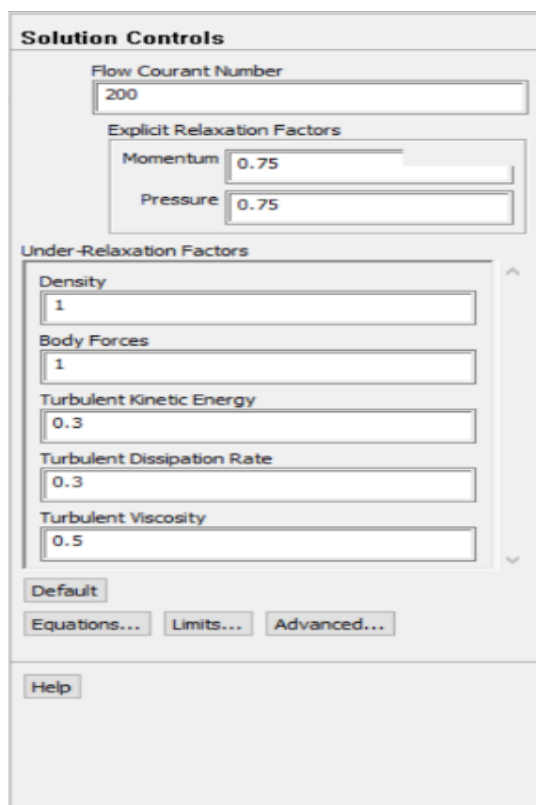
*Слика 4.9. 3D приказ нумеричке мреже*



На слици 4.1. приказан је изабрани модел турбуленције са сетованим вредностима константи модела, а на слици 4.11 иницијална подешавања у софтверу за нумеричку симулацију.



Слика 4.10. Приказ одабраног модела турбуленције

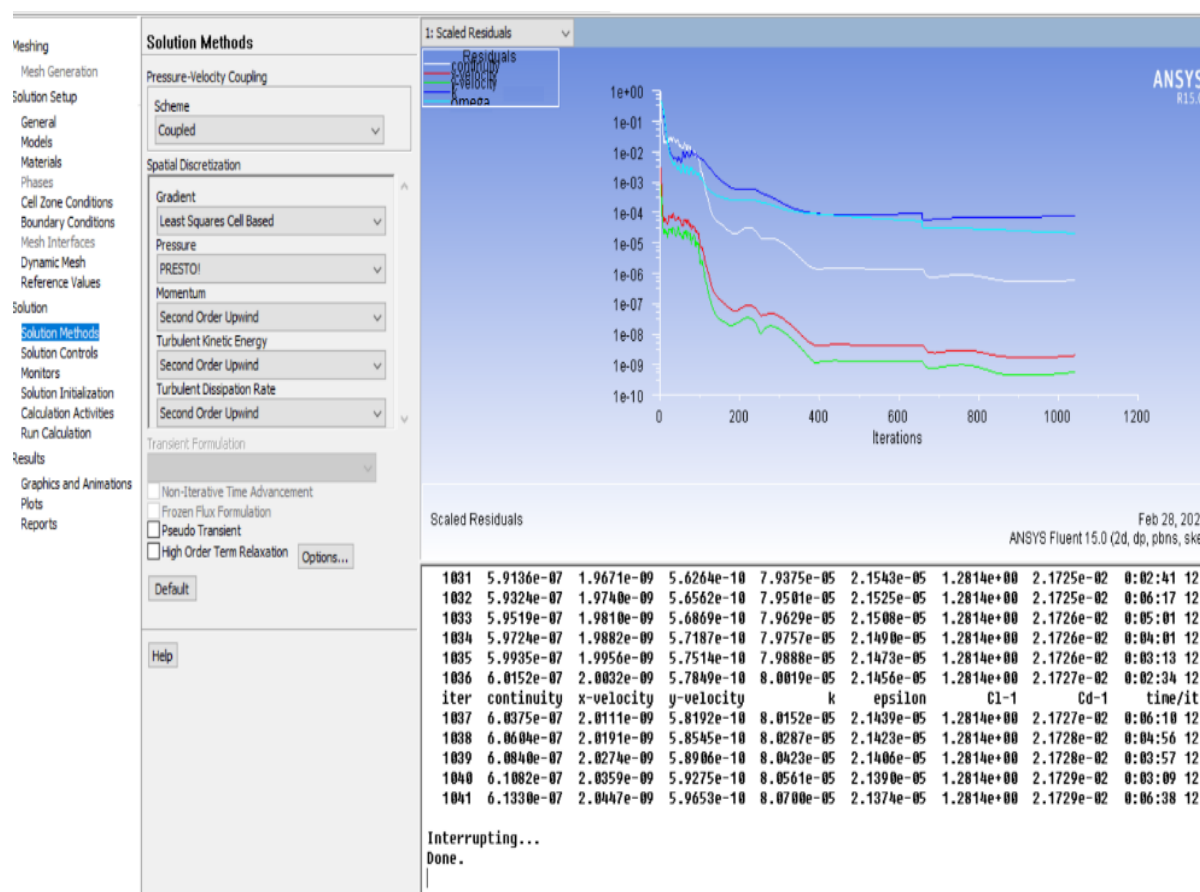


Слика 4.11. Приказ иницијалних подешавања у софтверу



Након избора нумеричког модела и софтвера који ће се користити за нумеричке експеримент, приступило се реализацији нумеричких симулација сагласно плану нумеричког експеримента, који је подразумевао низ нумеричких симулација у којима су вариране четири снаге горионика на пелет: 15, 21, 24 и 30 kW и четири протока ваздуха кроз генератор врелог ваздуха: 0,038, 0,101, 0,170 и 0,255 kg/s и две вредности температуре спољашњег ваздуха 7°C и 32°C.

На слици 4.12. приказана је конвергенција прорачунских поља за један нумерички експеримент. Уочава се да је остварена конвергенција свих рачунатих поља у датом експерименту.



Слика 4.12. Приказ конвергенције решења за једну од нумеричких симулација





#### 4.8. Приказ резултата нумеричких симулација

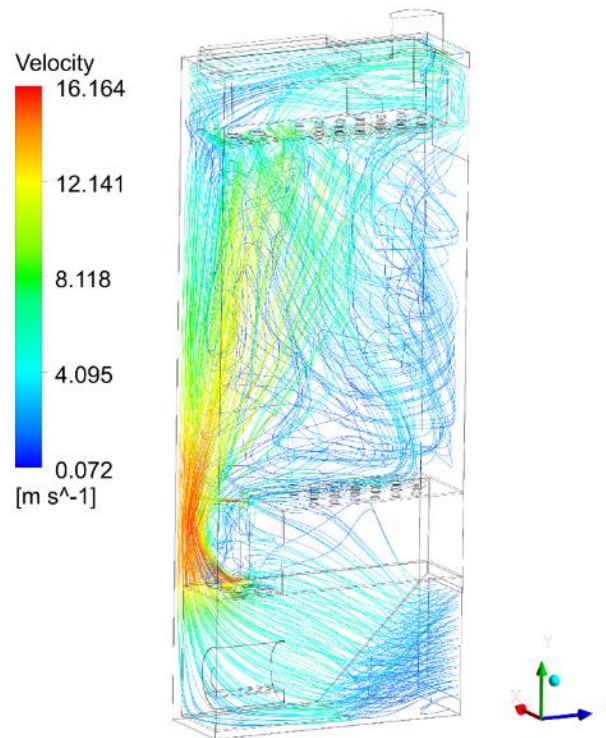
На наредним сликама приказани су резултати нумеричких симулација и извршена је анализа приказаних резултата нумеричких симулација.

На слици 4.13 је приказана расподела брзина ваздуха који улази у ГВВ у доњем десном углу, затим опструјава ложиште ГВВ и струји навише преко цеви прве промаје цевног измењивача топлоте, даље опструјава зону оребрених цеви и коначно излази у горњем десном углу и струји ка улазу у десорбер АТП. У конкретном нумеричком експерименту масени проток ваздуха је износио  $0.225 \text{ kg/s}$ , почетна температура ваздуха  $32^\circ\text{C}$ , а снага горионика  $15 \text{ kW}$ . За разматрани случај симулације на излазу из ГВВ је остварена средња брзина ваздуха приближно  $6 \text{ m/s}$ . Максимална брзина ваздуха је приближно  $16 \text{ m/s}$  и са слике се уочава да је максимална брзина ваздуха у струјном пресеку пре наструјавања на сноп цеви.

Како поље брзина има доминантан утицај на интензитет преноса топлоте очекује се да ће најинтензивнија размена топлоте при опструјавању снопа измењивачких цеви у генератору бити у почетној зони прве промаје продуката сагоревања. Међутим сама организација струјања ваздуха око цеви је таква да се у тој зони остварује истосмерни ток флуида, те је мањи интензитет преноса топлоте у односу на средњу зону цеви по висини ГВВ где ваздух наструјава унакрсно на сноп цеви и где се остварује већи интензитет преноса топлоте. Ово је јасно уочљиво са слике 4.14 на којој је приказано температурно поље за ваздух масеног протока  $0.225 \text{ kg/s}$ , почетне температуре  $32^\circ\text{C}$  и снаге горионика  $15 \text{ kW}$ .

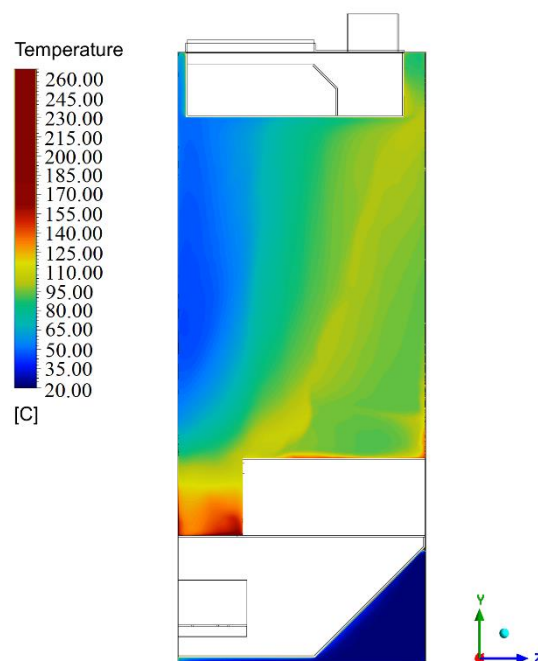
Детаљним увидом у резултате симулације уочавају се и такозване „мртве зоне“, односно делови површине струјног простора које мало учествује у размени топлоте с обзиром на формирање вртлога у струји врелог ваздуха. Оваква ситуација је посебно уочљива у горњој левој зони неоребрених цеви и доњој десној зони оребрених цеви.

У већини спроведених нумеричких експеримената средње температуре ваздуха на излазу из ГВВ кретале су се у опсегу од  $70^\circ\text{C}$  до  $140^\circ\text{C}$ , а то су заправо улазне температуре ваздуха у десорбер АТП.



Слика 4.13. Брзинско поље врелог ваздуха кроз ГВВ

(масени проток ваздуха 0.225 kg/s, температура ваздуха 32°C, снага горионика 15 kW)

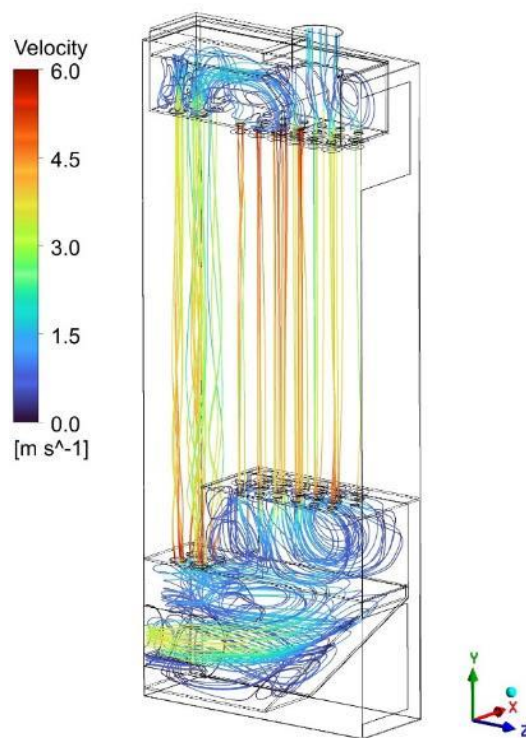


Слика 4.14. Температурско поље врелог ваздуха кроз ГВВ

(масени проток ваздуха 0.225 kg/s, температура ваздуха 32°C, снага горионика 15 kW)

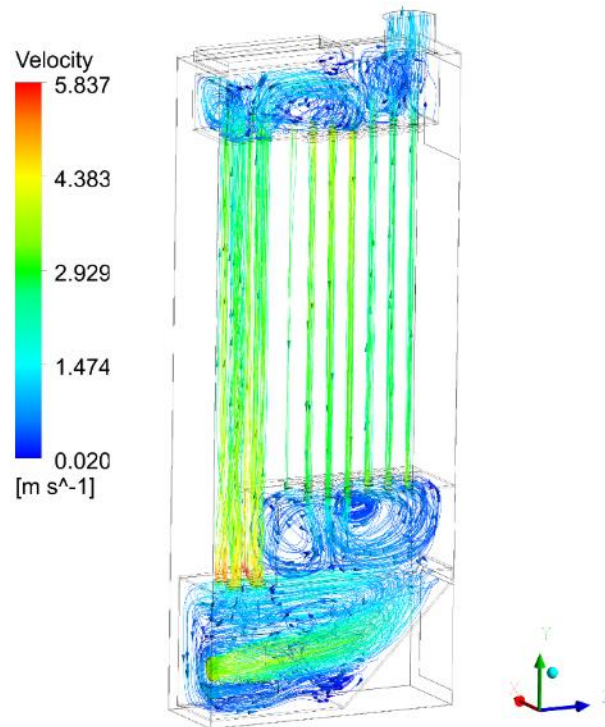
На сликама 4.15, 4.16 и 4.17 приказана су поља брзине продуката сагоревања. Од ложишта које се на сликама налази у доњем левом углу настали продукти сагоревања струје кроз неоребрене цеви прве промаје навише, улазе у горњу комору и мењају смер струјања за  $180^\circ$ , затим струје наниже кроз другу промају оребрених цеви и доспевају у доњу комору где мењају смер струјања за  $180^\circ$  и затим улазе у трећу промају оребрених цеви и струје навише и на крају кроз димњак се избацују у атмосферу.

Анализом резултата на основу поља брзина приказаних на сликама 4.15, 4.16 и 4.17 запажају се физички реалне промене брзине струјања продуката сагоревања. У скретним коморама нагло падају брзине струјања продуката сагоревања, а максималне брзине струјања продуката сагоревања су запажене на улазима у снопове оребрених и неоребрених цеви.

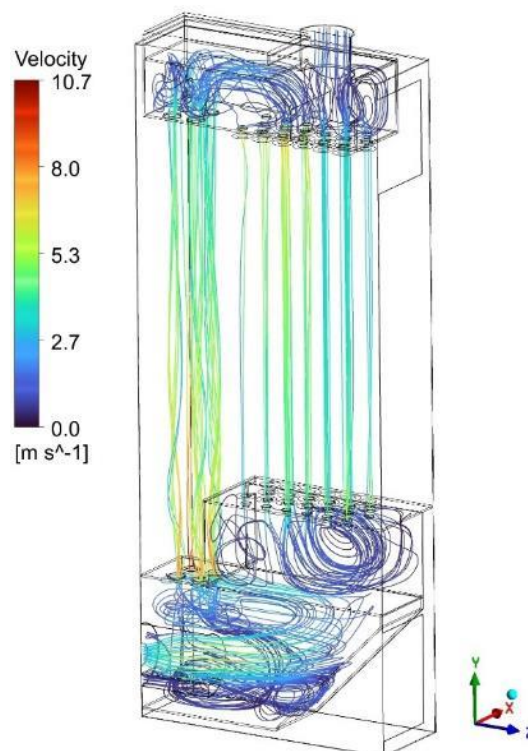


Слика 4.15. Брзинско поље продуката сагоревања кроз ГВВ

(масени проток ваздуха  $0.038 \text{ kg/s}$ , температура ваздуха  $32^\circ\text{C}$ , снага горионика  $15 \text{ kW}$ )



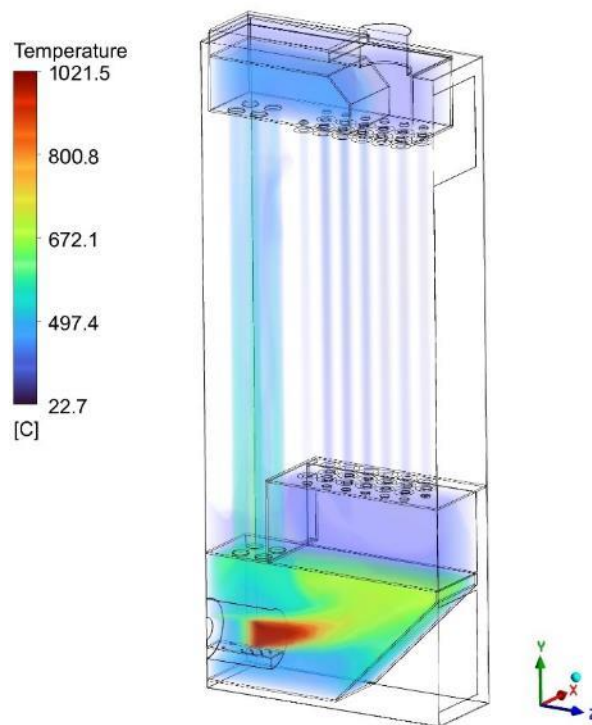
Слика 4.16. Брзинско поље продуката сагоревања кроз ГВВ  
(масени проток ваздуха 0.038 kg/s, температура ваздуха 32°C, снага горионика 18 kW)



Слика 4.17. Брзинско поље продуката сагоревања кроз ГВВ  
(масени проток ваздуха 0.101 kg/s, температура ваздуха 32°C, снага горионика 30 kW)

На слици 4.18 приказано је температурско поље продуката сагоревања (по запремини кроз коју струје продукти сагоревања унутар ГВВ), за масени проток ваздуха 0,101 kg/s, температуру ваздуха 32°C и снагу горионика 15 kW.

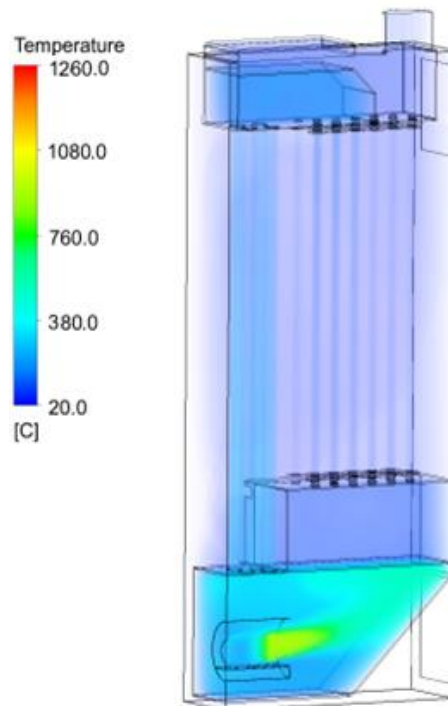
Максималне температуре продуката сагоревања су у зони сагоревања пелета. Како се друга скретна комора налази изнад ове зоне део топлоте продуката сагоревања преноси се на исте продукте сагоревања након друге промаје, преко зидова скретне коморе, али један значајан део топлоте се са зидова скретне коморе преноси на ваздух који опструјава сноп оребрених цеви изнад скретне коморе, а овај ефекат је јасно уочљив на слици 5.2.



Слика 4.18. Температурско поље продуката сагоревања по запремини (масени проток ваздуха 0.101 kg/s, температура ваздуха 32°C, снага горионика 15 kW)

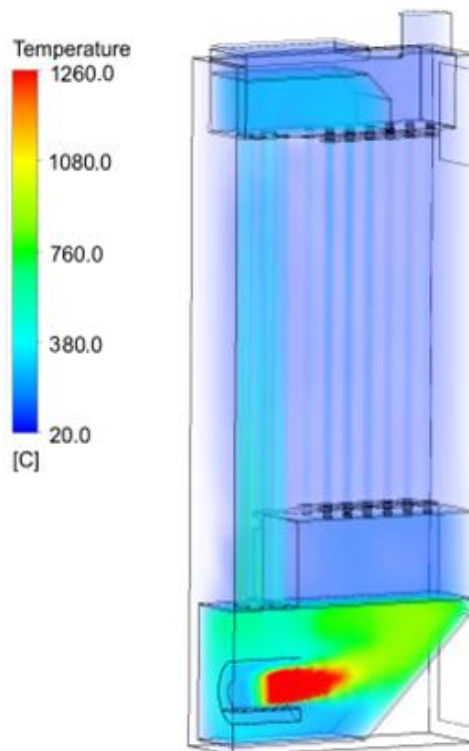
На сликама 4.19 до 4.25 приказана су температурска поља по запремини ГВВ, при различитим протоцима ваздуха и снагама горионика.

На сликама 4.19. до 4.22 приказана су температурска поља по запремини ГВВ при непромењеном масеном протоку ваздуха од 0.225 kg/s, за температуру ваздуха 7°C, а варирана је снага горионика.



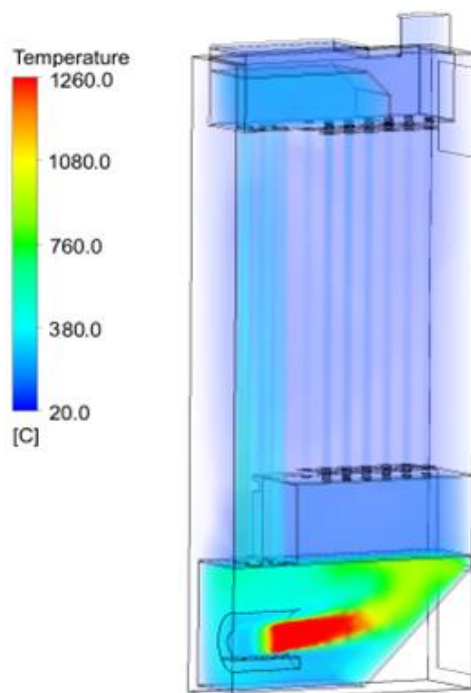
Слика 4.19. Температурско поле по запремини ГВВ

(масени проток ваздуха 0.225 kg/s, температура ваздуха 7°C, снага горионика 15 kW)



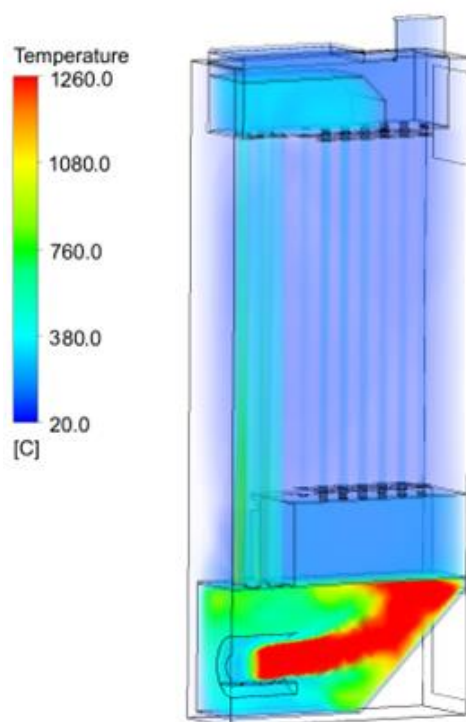
Слика 4.20. Температурско поле по запремини ГВВ

(масени проток ваздуха 0.225 kg/s, температура ваздуха 7°C, снага горионика 21 kW)



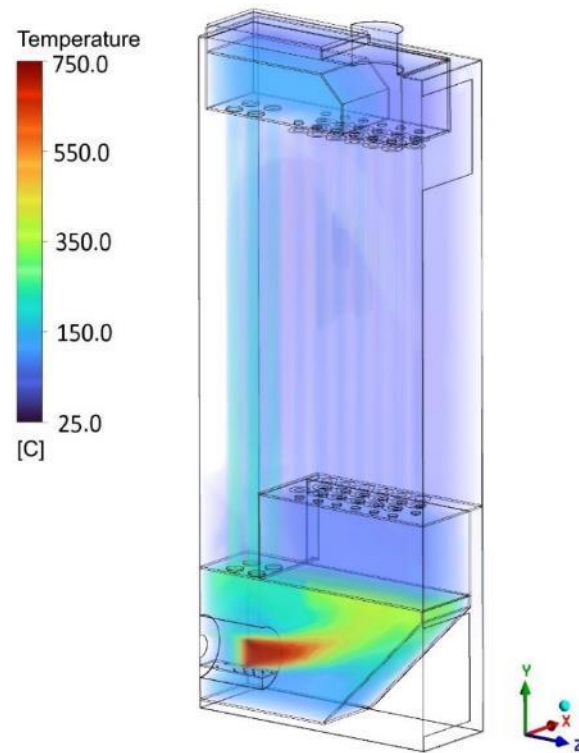
Слика 4.21. Температурско поле по запремини ГВВ

(масени проток ваздуха 0.225 kg/s, температура ваздуха 7°C, снага горионика 24 kW)



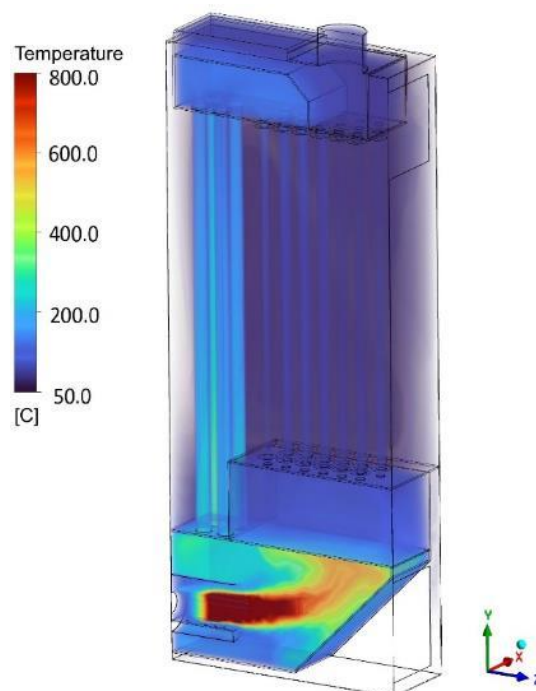
Слика 4.22. Температурско поле по запремини ГВВ

(масени проток ваздуха 0.225 kg/s, температура ваздуха 7°C, снага горионика 30 kW)



Слика 4.23. Температурско поље по запремини ГВВ

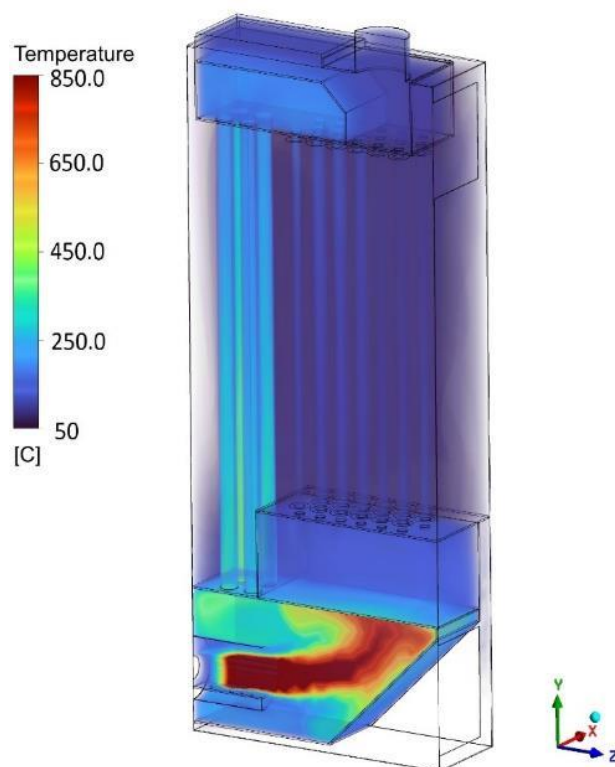
(масени проток ваздуха 0.038 kg/s, температура ваздуха 7°C, снага горионика 15 kW)



Слика 4.24. Температурско поље по запремини ГВВ

(масени проток ваздуха 0.101 kg/s, температура ваздуха 7°C, снага горионика 24 kW)



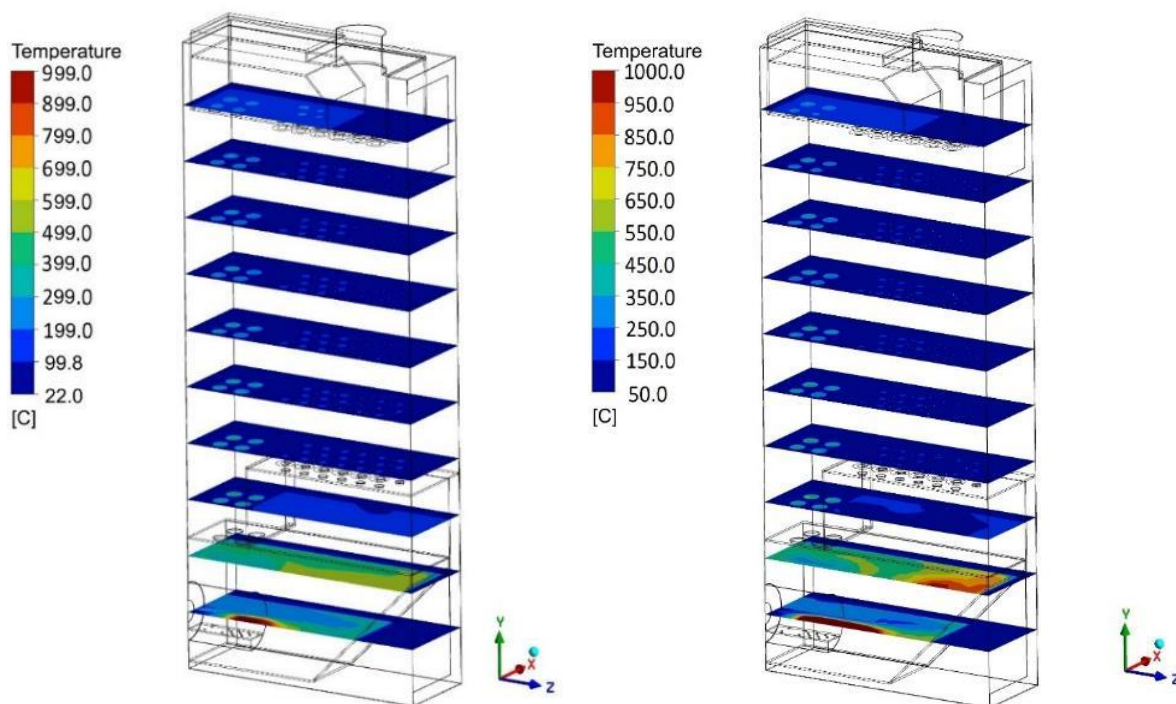


Слика 4.25. Температурско поље по запремини ГВВ

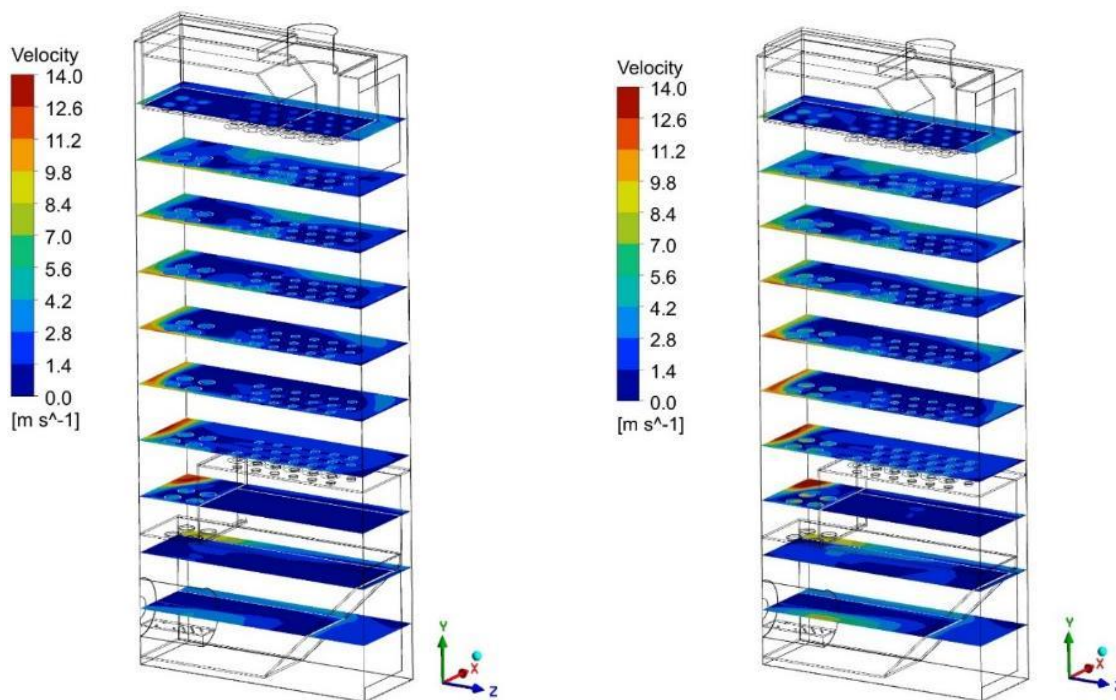
(масени проток ваздуха 0.101 kg/s, температура ваздуха 7°C, снага горионика 30 kW)

Са датих слика се јасно уочава утицај процеса сагоревања и значајан пораст температуре у зони сагоревања, али и пораст температуре продуката сагоревања по целој запремини ГВВ. Све претходно изнете закључке потврђују резултати нумеричких симулација приказани на сликама 4.24 и 4.25.

На слици 4.26 приказана су температурска поља, а на слици 4.27 брзинска поља по запремини ГВВ у попречним пресецима на 16.2 cm од доње ивице система, где се могу уочити температурне промене у попречним равнима по висини ГВВ и на излазу из ГВВ. Запажа се да температуре продуката сагоревања опадају по висини ГВВ тако да продукти сагоревања напуштају ГВВ са температуром приближно 180°C. Такође, уочљива је сличност брзинских поља у приказаним пресецима.



Слика 4.26. Температурска поља у попречним пресецима ГВВ са кораком од 16.2 ст навише од координатног почетка, при масеном протоку ваздуха од 0.101 kg/s и при снази горионика од 15 kW (слика лево) и 30 kW (слика десно)



Слика 4.27. Брзинска поља у попречним пресецима ГВВ са кораком од 16.2 ст навише од координатног почетка, при масеном протоку ваздуха од 0.101 kg/s и при снази горионика од 15 kW (слика лево) и 30 kW (слика десно)



#### 4.9. Валидација нумеричког модела

Валидација нумеричких CFD резултата подразумева упоређивање резултата добијених нумеричким симулацијама са експерименталним или аналитичким подацима како би се осигурало да симулација у предвиђеним границама описује физички феномен који се анализира. У овој дисертацији валидација је обављена поређењем вредности температура из температурског поља ГВВ добијеног CFD симулацијама и сетом постављених термопарова типа К унутар ГВВ при стационарном радном режиму.

Позиције термопарова и тачака у моделу ГВВ за које су упоређиване вредности температура дате су у табели 4.5, при чему су све димензије дате у односу на координатни почетак који је везан за доњу леву ивицу ГВВ (слике 3.23 и 3.24) ( $X$  – ширина,  $Y$  – висина и  $Z$  – дужина ГВВ).

Табела 4.5. Локације у ГВВ на којима су поређене израчунате и измерене вредности температура смеше продуката сагоревања и ваздуха

Процесни флуид	Локација	№	X [m]	Y [m]	Z [m]
Смеша продуката сагоревања	- зона изнад горионика – улаз у прву промају	Термопар 1	0.05	1.575	0.155
	- горња скретна комора	Термопар 11	0.01	1.700	0.250
	- доња скретна комора	Термопар 12	0.01	0.475	0.450
	- излаз продуката сагоревања	Термопар 13	0.01	1.700	0.575
Ваздух	- улаз у ГВВ	Термопар 14	0.17	0.060	0.710
	- излаз из ГВВ	Термопар 15	0.17	1.600	0.710

Опште гледано, валидација нумеричких резултата је итеративан процес који укључује упоређивање симулираних резултата са експерименталним или аналитичким подацима и побољшање симулације док резултати не задовоље тачност за физички феномен који се проучава. Грешка нумеричке симулације је последица грешке улазних величина, грешке модела, грешке дискретизације и нумеричке грешке. Грешка симулације поља неке величине  $\phi$  се одређује у односу на највеће одступање добијено поређењем у више тачака:



$$\varepsilon_i = \frac{|\phi_{i,mer} - \phi_{i,sim}|}{\phi_{i,mer}} 100[\%] \quad (4.1)$$

где су:

- $\phi_{i,mer}$  - средња температура ваздуха измерена у  $i$ -тој тачки,
- $\phi_{i,sim}$  - средња температура ваздуха добијена у симулацији у  $i$ -тој тачки

На сликама 4.28 и 4.29 приказано је поређење експерименталних и нумеричких резултата у циљу валидације нумеричког експеримента, при чему су приказани резултати за одабране локације, које су дате у табели 4.5.

Локације означене са  $T_1$ ,  $T_{11}$ ,  $T_{12}$  и  $T_{13}$  односе се на смешу продуката сагоревања, а локације означене са  $T_{14}$  и  $T_{15}$  на ваздух који се загрева у ГВВ.

На слици 4.28 су приказане промене температуре продуката сагоревања на изабраним локацијама  $T_1$ ,  $T_{11}$ ,  $T_{12}$  и  $T_{13}$ , као и промене температуре ваздуха  $T_{14}$  и  $T_{15}$ , у зависности од снаге горионика, у зимском режиму ( $t_v \sim 7 \text{ }^\circ\text{C}$ ), при протоку ваздуха од  $0.170 \text{ kg/s}$ .

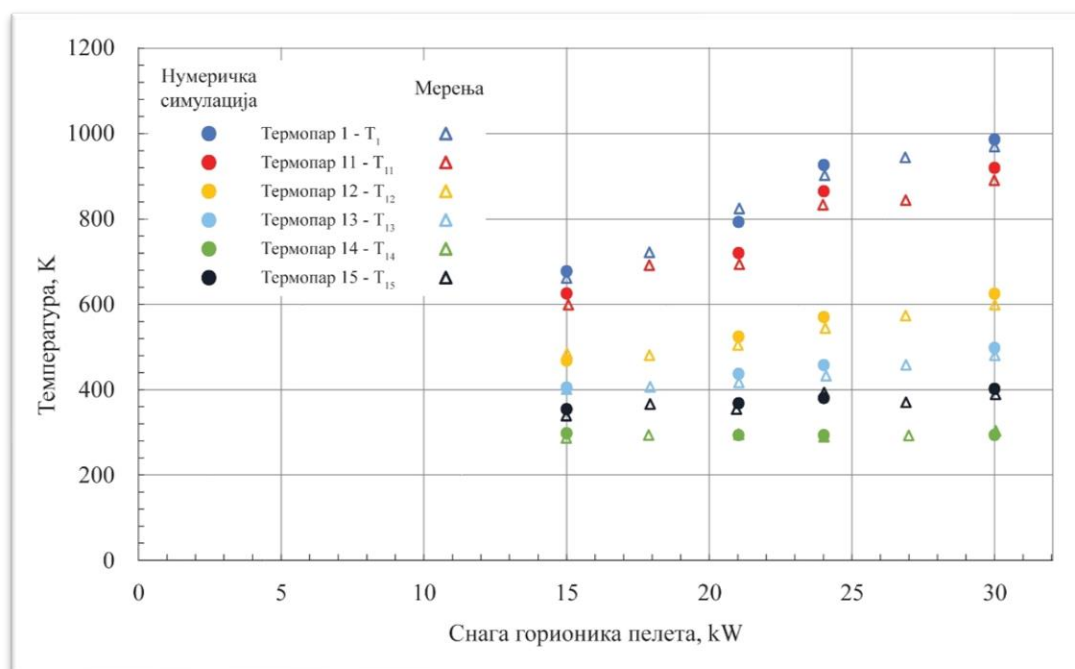
На слици 4.29 су приказане промене температуре продуката сагоревања и ваздуха на истим локацијама, у летњем режиму ( $t_v \sim 32 \text{ }^\circ\text{C}$ ), у зависности од снаге горионика, при протоку ваздуха од  $0.225 \text{ kg/s}$ .

Резултати добијени нумеричким симулацијама за различите снаге горионика на наведеним позицијама у ГВВ су на сликама 4.28 и 4.29 приказани „круговима“ различитих боја, а експериментални резултати су означени „троугловима“ различитих боја.

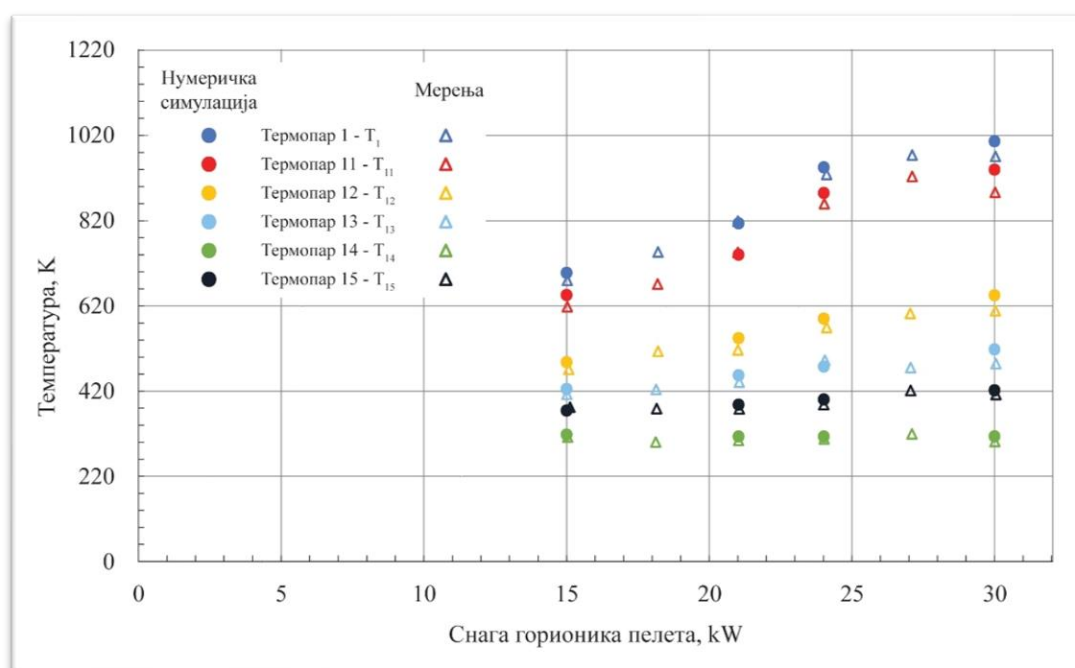
На основу приказаних резултата може се закључити да је остварено задовољавајуће слагање између прорачунатих и измерених вредности температуре и за продукте сагоревања и за ваздух.

Ово запажање је посебно значајно за валидацију нумеричких симулација струјања и преноса топлоте са стране ваздуха, јер је са ваздушне стране примењен концепт порозности.

На пример, за снагу горионика  $21 \text{ kW}$  и проток ваздуха  $0,17 \text{ kg/s}$  измерена температура ваздуха је  $116.2 \text{ }^\circ\text{C}$ , а израчуната  $115.4 \text{ }^\circ\text{C}$ . Одступање, у односу на измерену вредност температуре, је  $0.7 \%$ .



Слика 4.28. Поређење резултата мерења и нумеричких симулација температуре продукта сагоревања на изабраним локацијама  $T_1$ ,  $T_{11}$ ,  $T_{12}$  и  $T_{13}$ , као и температуре ваздуха  $T_{14}$  и  $T_{15}$ , у зависности од снаге горионика, у зимском режиму ( $t_v \sim 7^\circ\text{C}$ ), при протоку ваздуха од  $0.170\text{ kg/s}$



Слика 4.29. Поређење резултата мерења и нумеричких симулација температуре продукта сагоревања на изабраним локацијама  $T_1$ ,  $T_{11}$ ,  $T_{12}$  и  $T_{13}$ , као и температуре ваздуха  $T_{14}$  и  $T_{15}$ , у зависности од снаге горионика, у летњем режиму ( $t_v \sim 32^\circ\text{C}$ ), при протоку ваздуха од  $0.225\text{ kg/s}$



Највеће одступање између измерених и прорачунатих вредности температуре продуката сагоревања запажа се на позицији 11 и то за веће снаге горионика, при чему је максимално одступање испод 5%.

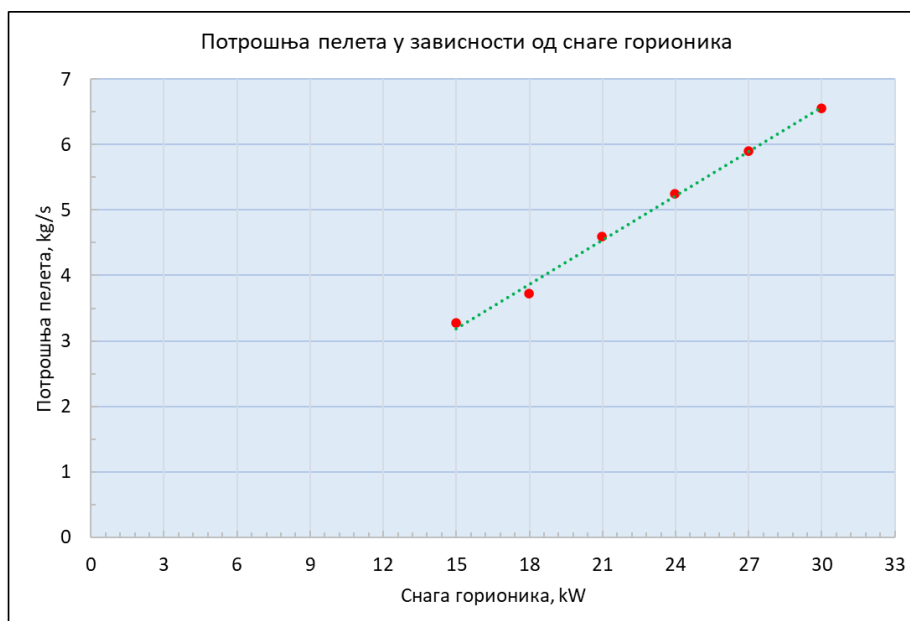
Коначно, може се закључити да се нумерички модел примењен у овој дисертацији може са успехом користити за симулације термо-струјних процеса у ГВВ за различите снаге горионика и шири опсег протока ваздуха.

Поред тога, даљим истраживањима створила би се могућност за проширење примене развијеног модела на измењиваче топлоте сличне конструкције у којима се врши размена топлоте између различитих гасова. У моделу је могуће извршити побољшање у правцу моделирања опструјавања снопа цеви оребрених цевних измењивача стварне геометрије, без примене концепта порозности.

## 5. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

У овом поглављу уопштени су резултати добијени експерименталним и нумеричким путем и извршена је анализа резултата. Посебна пажња је усмерена на резултате који карактеришу рад АТП.

На сликама 3.16 до 3.22 у поглављу 3 су приказане промене масе пелета у силосу зависно од снаге подешене на горионику. Уочљива одступања на дијаграмима промене масе пелета са временом за дефинисану снагу горионика су последица механичког померања црева за дистрибуцију пелета од силоса до горионика због велике дужине и повремениг застоја пелета унутар црева. Наравно, застој у дистрибуцији пелета је утицао на континуалност процеса сагоревања у ложишту генератора врелог ваздуха, али са дијаграма је уочљиво да је одржан карактер промене, што се јасно уочава ако се одбаце мерења кад су се јављали пикови и ако се експериментални резултати апроксимирају једном линераном зависношћу како је приказано на слици 3.17. На основу приказаних резултата мерења одређена је потрошња пелета у зависности од снаге горионика, а резултати су приказани на слици 5.1. Измерене вредности потрошње пелета су у сагласности са вредностима порошње пелета код сличних котлова на pellet, а које дају њихови произвођачи. Екстраполацијом измерених вредности уочава се линеарни карактер дате промене.



Слика 5.1. Потрошња пелета у зависности од снаге горионика

Резултати мерења температуре на различитим позицијама унутар ГВВ (на улазу у цеву прве промаје  $T_1$  и  $T_2$  (који је са РС), на улазу продуката сагоревања у димњак  $T_{13}$ ), као и температура околног ваздуха  $T_0$ , температура ваздуха на излазу из ГВВ  $T_{15}$  и температура ваздуха на излазу из десорбера АТП  $T_{16}$  приказани су на сликама 3.59 до 3.82. Остали резултати мерења температуре унутар ГВВ, по омотачу ГВВ, зидова просторије, као и резултати мерења протока процесних флуида дати су у поглављу 3.

На слици 5.2 приказани су експериментални резултати мерења температуре ваздуха на излазу из ГВВ (улаз у АТП) за различите снаге горионика пелета и различите масене протоке ваздуха који се греје у ГВВ. Наведене вредности масених протока су вредности осредњене за серију експеримената са различитим снагама горионика. Уочава се да са порастом снаге горионика расте и температура ваздуха на излазу из ГВВ, као и да са порастом масеног протока ваздуха који се греје опада његова температура на излазу из ГВВ за исту снагу горионика, што је физички реално.



Слика 5.2. Резултати мерења температуре ваздуха на излазу из ГВВ у зависности од снаге горионика и масеног протока ваздуха у зимском режиму

Након постављања математичког модела за процес размене топлоте између продуката сагоревања и ваздуха који се усисава из околине у ГВВ изабран је одговарајући нумерички модел и извршене су нумеричке симулације термо-струјних



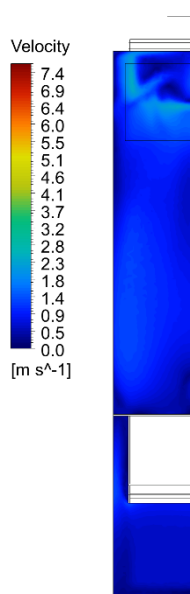
процеса унутар ГВВ, сагласно плану који је приказан у поглављу 4, а резултати нумеричких симулација са анализом приказани су у поглављу 4 на сликама 4.13 до 4.27.

На основу обављених нумеричких истраживања дошло се до поља температура врелог ваздуха на улазу у десорбер АТП (излаз из ГВВ) за различите радне режиме ГВВ, што је био један од примарних задатака у оквиру ове дисертације. Осредњавањем вредности температуре врелог ваздуха по струјном пресеку на излазу из ГВВ налазе се средње вредности температуре које су у очекиваном опсегу, што су потврдила експериментална мерења. Валидација резултата нумеричких симулација је извршена поређењем са резултатима мерења.

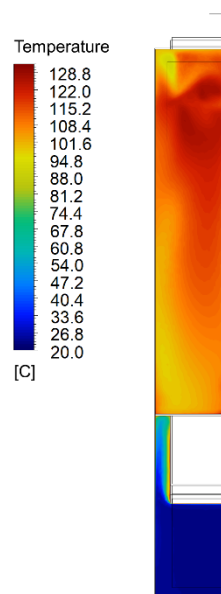
На слици 5.3 приказано је брзинско поље, а на слици 5.4 температурско поље за ваздух у зони излаза из ГВВ, на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ, за масени проток ваздуха 0.038 kg/s, температуру ваздуха 32°C и снагу горионика 15 kW.

На слици 5.5 приказано је брзинско поље, а на слици 5.6 температурско поље за ваздух у зони излаза из ГВВ, на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ, за масени проток ваздуха 0.101 kg/s, температуру ваздуха 32°C и снагу горионика 15 kW.

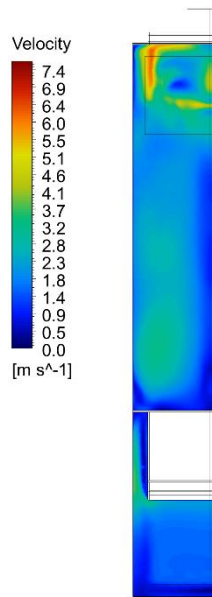
Како је већ истакнуто измерене вредности температуре ваздуха на излазу из ГВВ су опадале од 101.28°C до 89.48°C са порастом масеног протока ваздуха кроз ГВВ, што је у сагласности са резултатима приказаним на сликама 5.4 и 5.6.



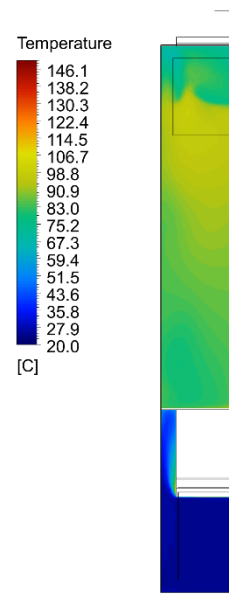
Слика 5.3. Брзинско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ



Слика 5.4. Температурско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ

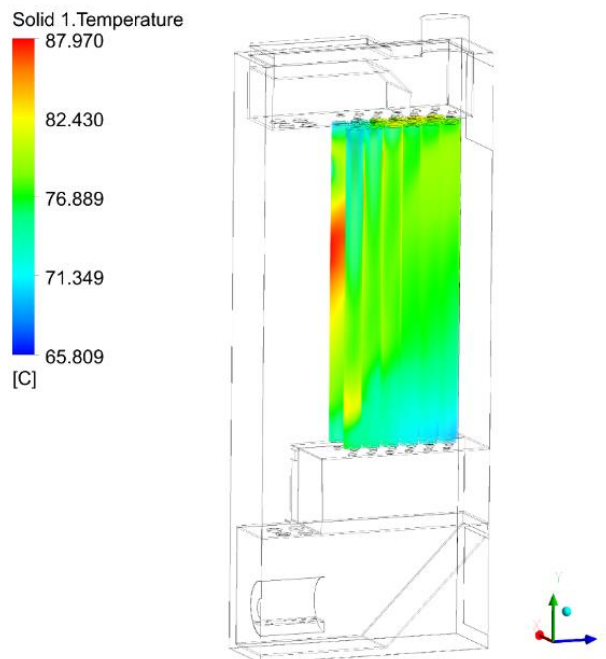


Слика 5.5. Брзинско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ



Слика 5.6. Температурско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ

На слици 5.7 приказана су температурска поља на спољашњој површини измењивача унутар ГВВ при снази горионика пелета од 15 kW, спољашњој температури ваздуха од 7°C и масеном протоку ваздуха од 0.225 kg/s.



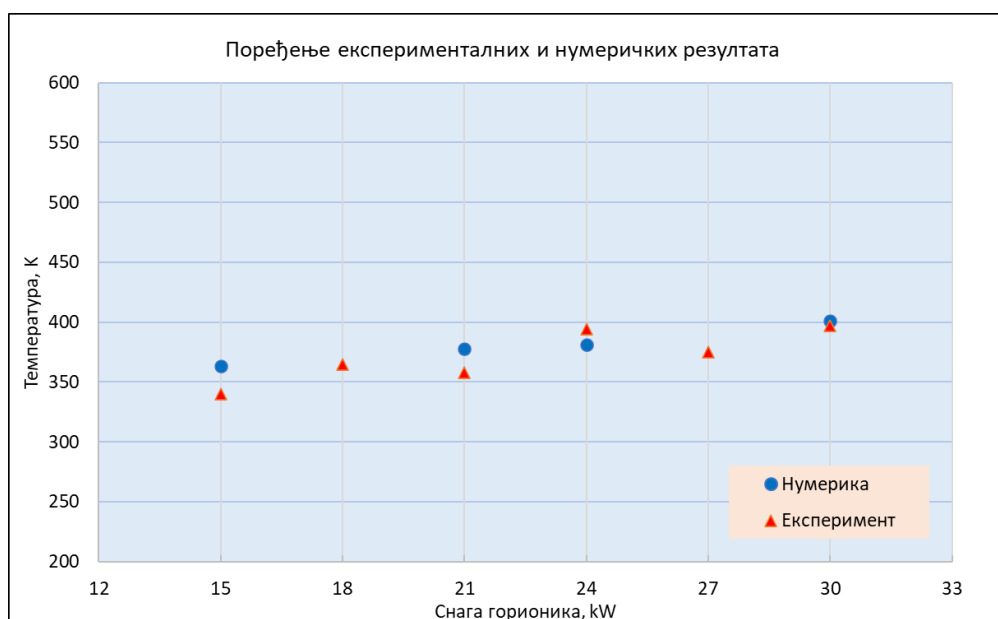
Слика 5.7. Температурско поље спољне површине измењивача унутар ГВВ (снага горионика 15 kW, температура ваздуха 7°C; масени проток ваздуха 0.225 kg/s)

Познавање расподеле температуре по омотачима цеви указује на топлотно најоптерећеније површине зидова цеви и може се искористити за истраживање: интензитета преноса топлоте између гаса и појединачних зидова цеви у снопу, утицаја геометрије снопа цеви на интензитет преноса топлоте, утицаја појединачних снопова цеви у укупном преносу топлоте, утицаја оребрења на интензитет преноса топлоте.

Резултати нумеричких симулација су у сагласности са вредностима температураре које су мерене на позицији термопара  $T_{10}$ , чија главица је лоцирана на поршини оребрене цеви.

За већину поређених вредности температура унутар ГВВ, које су измерене или осердњене на основу резултата нумеричких симулација, одступање је мање од 10 %. На слици 5.8 дато је поређење резултата мерења и нумеричких симулација температуре ваздуха на излазу из ГВВ, у зависности од снаге горионика, у зимском режиму, при протоку ваздуха од 0.170 kg/s. У разматраном случају максимално одступање је 7.06 %.

Максимално одступање за средњу температуру ваздуха на излазу из ГВВ за све разматране случајеве у овој тези је износило 13.39%.



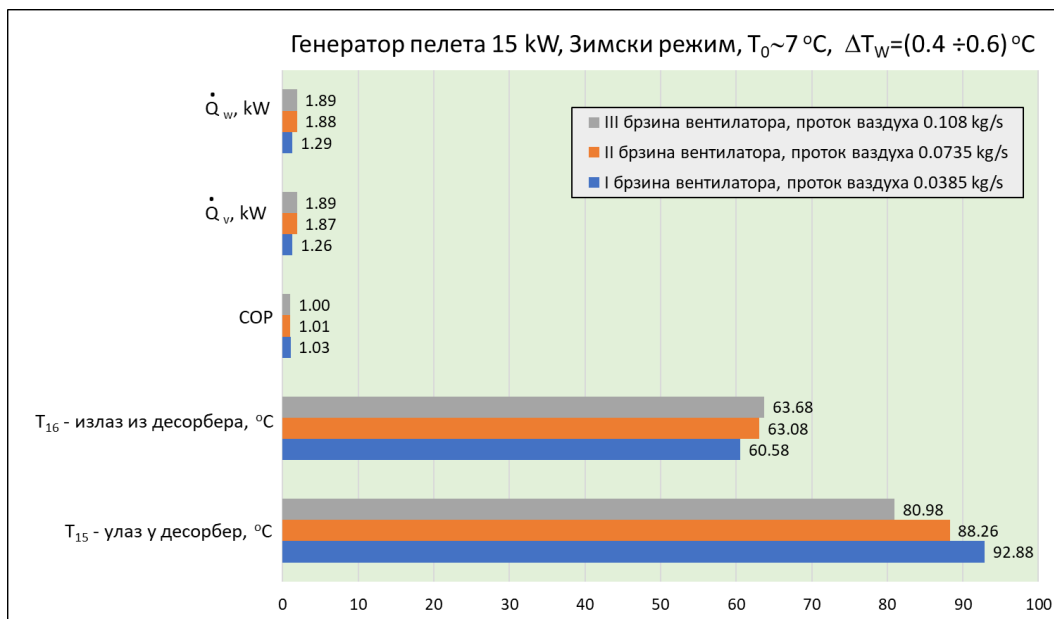
Слика 5.8. Поређење резултата мерења и нумеричких симулација температуре ваздуха  $T_{15}$ , у зависности од снаге горионика, у зимском режиму ( $t_v \sim 7^\circ\text{C}$ ), при протоку ваздуха од 0.170 kg/s (увећан део слике 4.28)

На основу упоредних експерименталних и нумеричких резултата приказаних на сликама 4.28 и 4.29 уочава се да је могуће успоставити једноставну линеарну зависност

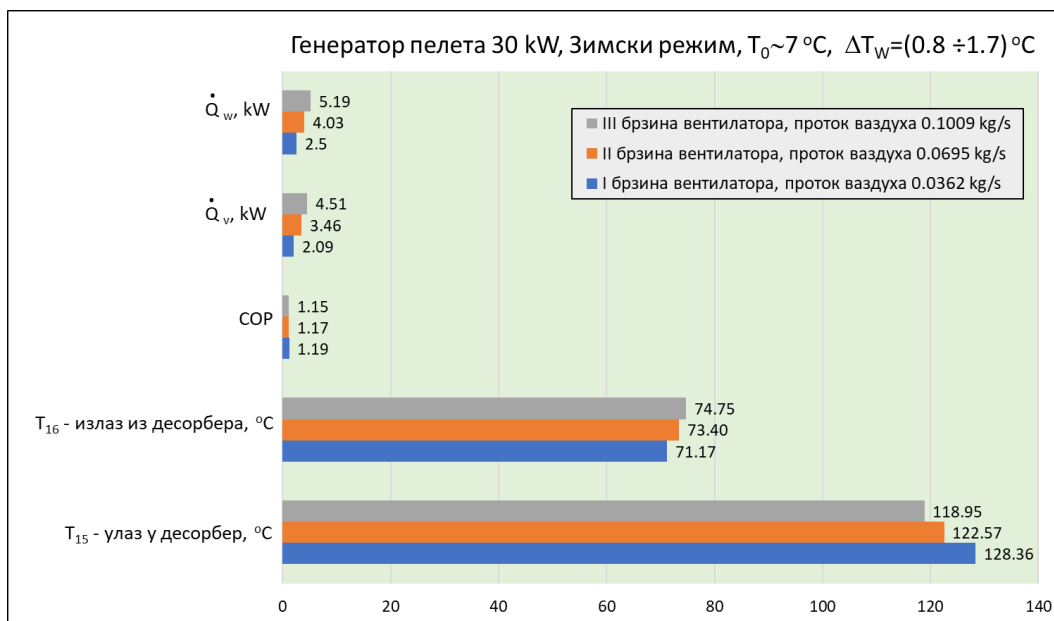


температуре на датој локацији од снаге горионика, како за смешу продуката сагоревања, тако и за ваздух.

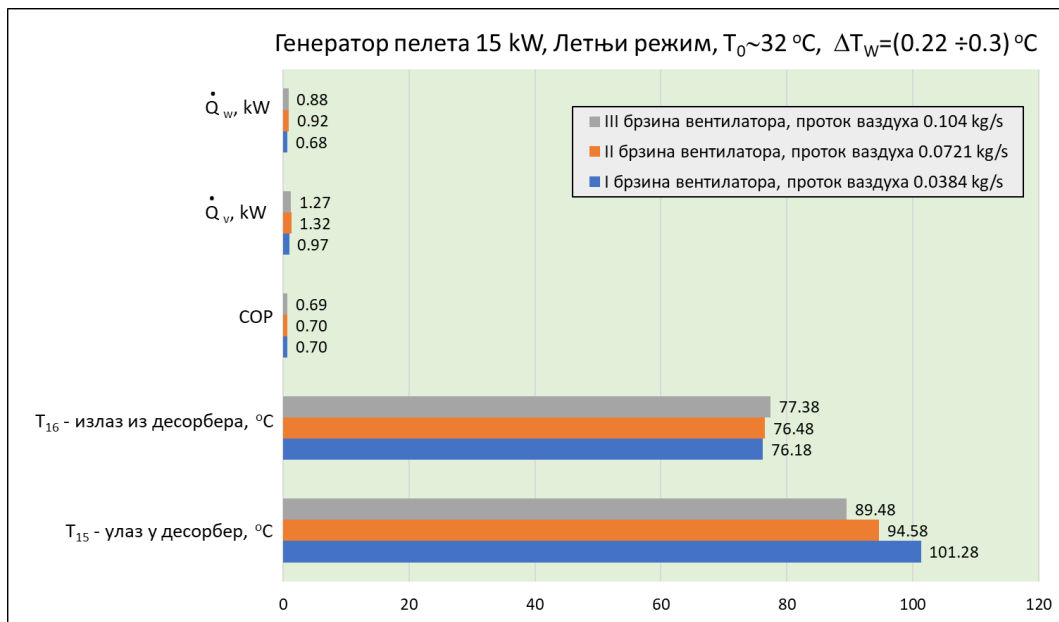
На дијаграмима 5.9 до 5.10 су приказани остварени радни параметри спрегнутог система ГВВ и АТП при испитиваним режимима који су детаљније обрађивани у претходним поглављима.



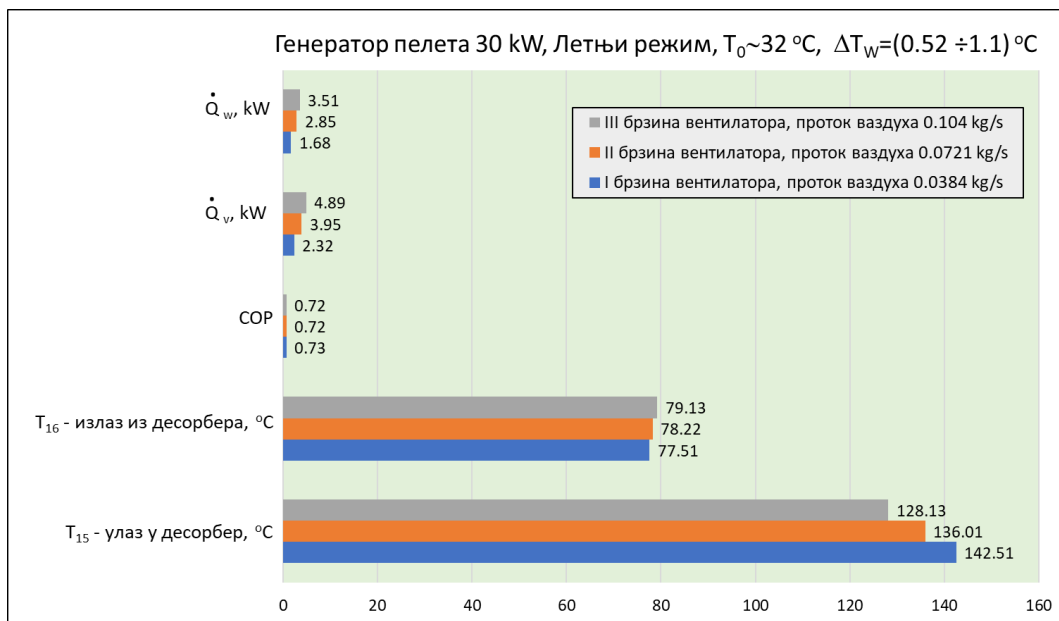
Слика 5.9. Приказ остварених грејних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 15 kW



Слика 5.10. Приказ остварених грејних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 30 kW



Слика 5.11. Приказ остварених расхладних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 15 kW

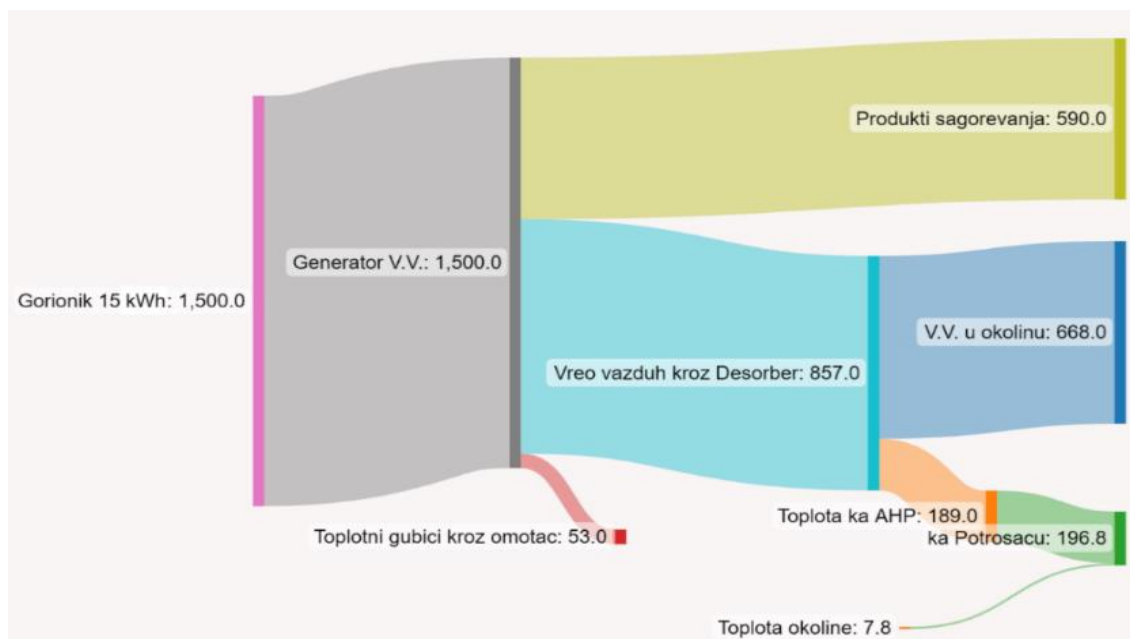


Слика 5.12. Приказ остварених расхладних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 30 kW

На дијаграмима 5.9 и 5.10 приказани су резултати за зимски режим, а на дијаграмима 5.11 и 5.12 за летњи режим, за две снаге горионика 15 и 30 kW. На дијаграмима су дате вредности улазне и излазне температуре ваздуха из десорбера АТП

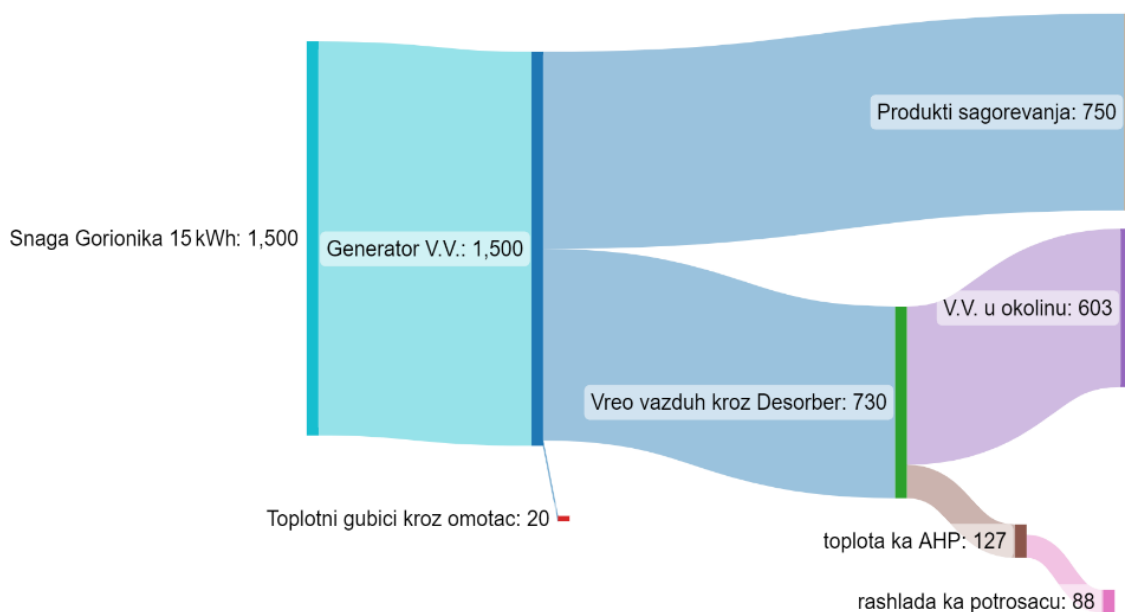
које су измерене у спрегнутим режимима рада АТП, при различитим протоцима ваздуха и снагама горионика, као и израчуната снага десорбера са ваздушне стране и АТП са водене стране (једначине су дате у поглављу 3) и кофицијенти грејања и хлађења - COP.

На основу резултата мерења који су приказани у поглављу 3 израђени су енергетски биланси за АТП у спрегнутом режиму рада за све експерименте. На сликама 5.13 и 5.14 приказани су токови енергије за стационарне радне режиме, за два одабрана експеримента, за временски опсег рада АТП од 1 сата у зимском и летњем режиму - Sankey – еви дијаграми. Приликом израде дијаграма протока енергије усвојено је да се 1 kWh престаи као 100 мерних јединица дужине. Дакле, вредност топлотног протока која се читава са дијаграма нпр. топлотни флуks ка АХП 189 јединица би износио 1.89 kWh, а вредност топлотног протока који износе продукти сагоревања 5.90 kWh, како је и приказана на слици 5.13.



Слика 5.13. Прерасподела енергија током рада система у зимском режиму и снази горионика од 15 kW

На Sankey – евим дијаграмима је приказана прерасподела енергије у систему АТП, од ослобођене енергије сагоревањем пелета у ложишту, преко прерасподеле топлоте у ГВВ, до размењених топлота у АТП. Приказане су количине енергије размењене са околином, као губитак или добитак топлоте, и предате околини са производима сагоревања и ваздуха из десорбера АТП.



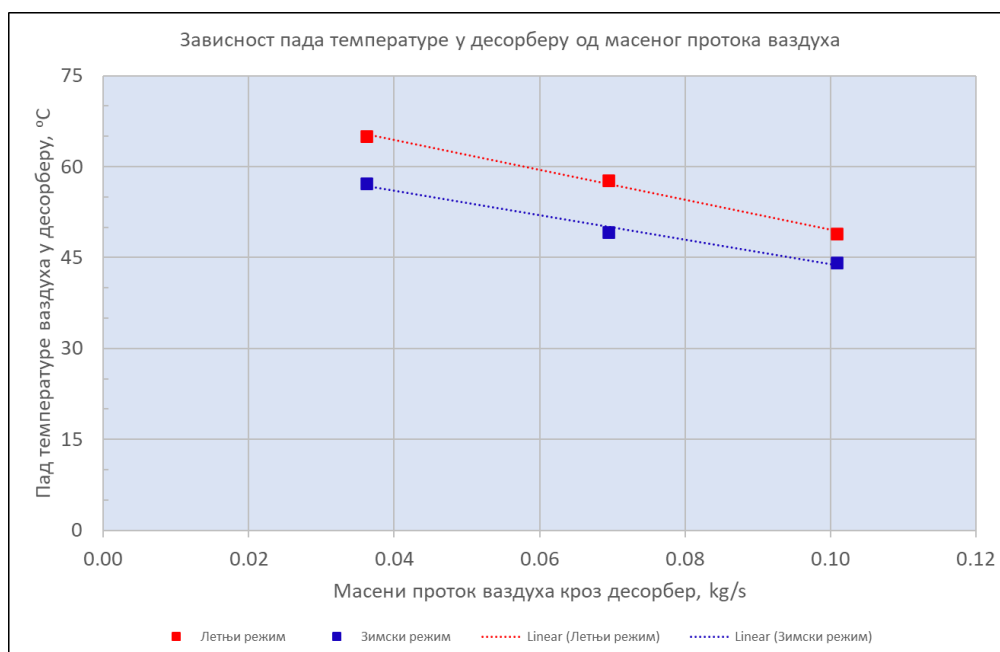
Слика 5.14. Прерасподела енергија током рада система у летњем режиму и снази горионика од 15 kW

Продукти сагоревања напуштају АТП са температурама у распону од 110 до 200°C у зависности од снаге горионика и протока ваздуха. Како продукти сагоревања износе значајан део енергије могли би да се искористе као грејни флуид у процесима где се јавља потреба за топлотном енергијом другог процесног флуида, као што су процес сушења, припрема прехранбених производа или других материјала, итд.

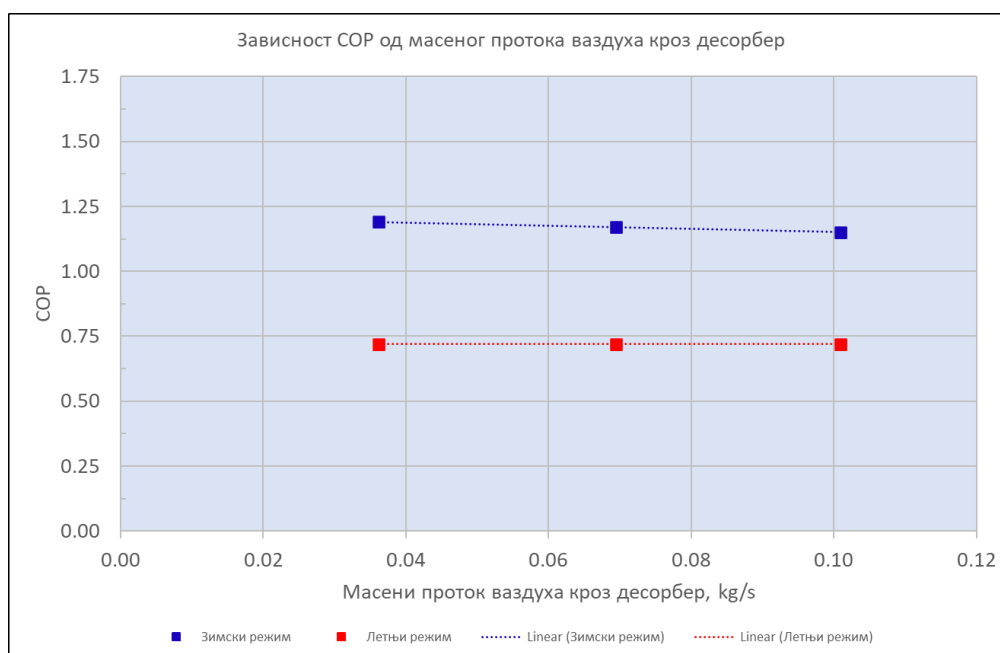
Ваздух који је предао топлоту у десорберу АТП излази из десорбера на температури приближно 60°C у околину. Овај ваздух има потенцијал да нађе даљу примену пре свега у процесима грејања или догревања, нпр. неке производне хале, просторије или др.

На слици 5.15 приказана је промена пада температуре ваздуха у десорберу, а на слици 5.16 промена коефицијента COP у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за зимски и летњи режим рада за снагу горионика 30 kW.

Запажа се смањење пада температуре ваздуха у десорберу са повећањем протока ваздуха кроз десорбер (слика 5.15) и приближно исти пад температуре ваздуха у десорберу у зимском и летњем режиму, за исти проток ваздуха.



Слика 5.15. Промена пада температуре ваздуха у десорберу у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за снагу горионика 30 kW



Слика 5.16. Промена коефицијента COP у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за снагу горионика 30 kW

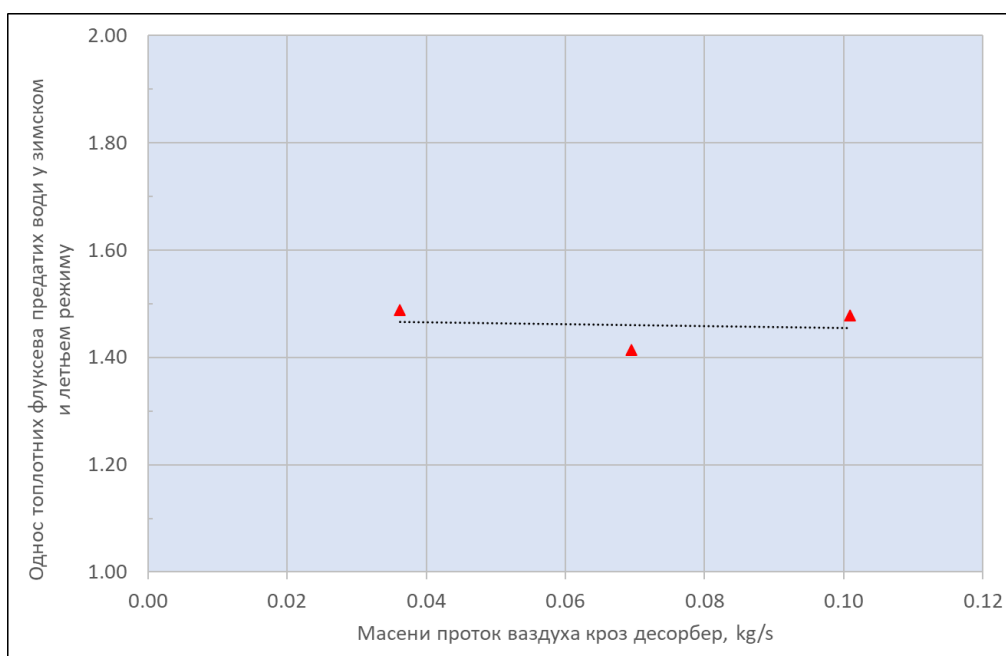
Остварени COP у зимском режиму био је у границама 1.00 до 1.19 при порасту температуре ваздуха на улазу у десорбер од 87°C до 129°C, а у летњем режиму кретао се у границама од 0.69 до 0.72 при порасту температуре ваздуха на улазу у десорбер од



89°C до 142°C, при чему промена протока ваздуха кроз десорбер, при константној снази горионика, није значајно утицала на вредност COP, што се јасно уочава са слике 5.16.

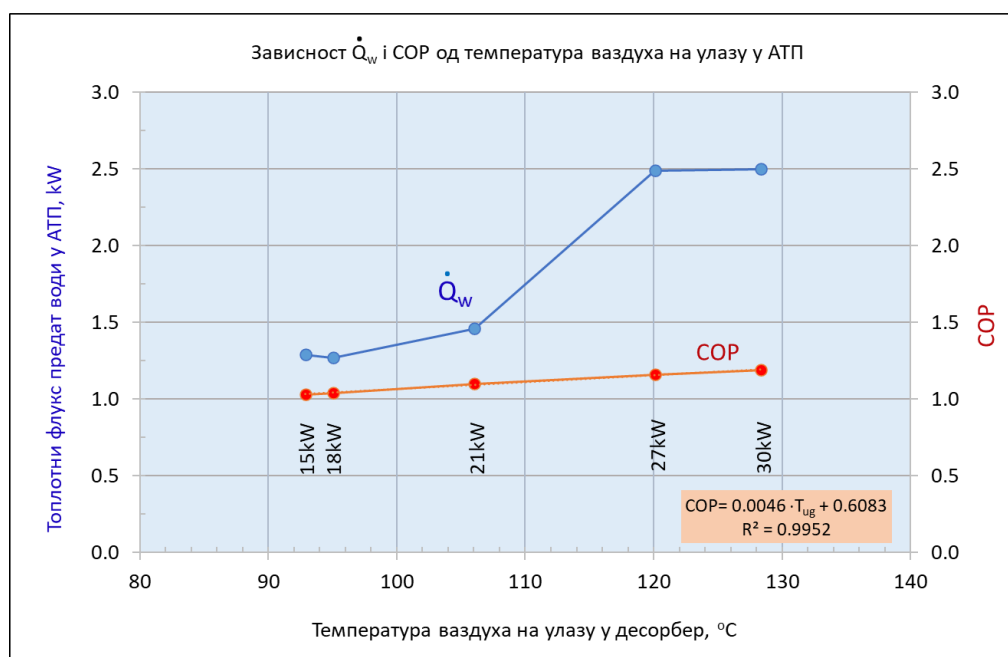
На слици 5.17 приказан је однос топлотних флуксава предатих води у АТП у зимском и летњем режиму, у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за снагу горионика 30 kW.

Наведени однос мало се мења са променом протока ваздуха на улазу у десорбер АТП. За експерименте чији резултати су приказани на слици 5.17 топлотни флукс који се предаје води у зимском режиму већи је за приближно 45 % у односу на топлотни флукс који се преда води у летњем режиму.



Слика 5.17. Однос топлотних флуксава предатих води у АТП у зимском и летњем режиму у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за снагу горионика 30 kW

На слици 5.18 приказана је зависност коефицијента грејања – COP и топлоте предате води у АТП од температуре ваздуха на улазу у десорбер (снаге горионика) за један зимски режим ( $t_v \sim 7^\circ\text{C}$ ), при протоку ваздуха који одгова I брзини вентилатора.



Слика 5.18. Промена коефицијента грејања и топлотног флуksа који се предаје води у зависности од температуре ваздуха на улазу у АТП

Са слике 5.18 се уочава да је могуће успоставити за овај режим једноставну линеарну зависност коефицијента грејања од температуре ваздуха на улазу у десорбер, облика:

$$COP = 0.0046 T_{ug} + 0.6083.$$

Сличне полиномне зависности су успостављене и за остале радне режиме система АТП у зависности од снаге, протока спољашњих температура.

Поред наведене једноставне линеарне зависности, за неке експерименте зависност COP од температуре на улазу у десорбер дата је у облику полинома трећег степена, чиме је остварена додатна апроксимација за дат режим рада, као што је приказано у раду [100].

Са порастом снаге горионика повећавала се температура ваздуха на улазу у десорбер и у зимском и у летњем режиму. У зимском режиму, су се значајније повећавале вредности коефицијента COP и топлотни протоци које је преузимала вода у систему АТП. За експеримент чији резултати су обрађени и приказани на слици 5.18, при повећању снаге горионика за 100 % вредност коефицијента COP је порасла за 15.5 %, а топлотни проток који преузима вода у систему АТП за 93.8 %, у односу на основни експеримент са снагом горионика од 15 kW. Овај закључак је у сагласности са истраживањима других аутора.



---

На пример Herold et al. [7] су закључили да COP расте са порастом температуре погонског извора у десорберу, као и да одржава стабилну вредност од 1.5 за температурни опсег између 120 - 150°C за нискотемпературне десорбере, и да даље повећање температуре покретачког извора може само повећати капацитет грејања, али не и COP.



## 6. ЗАКЉУЧАК

Апсорпционе топлотне пумпе са „природним“ радним флуидима попут амонијака и воде представљају еколошки прихватљиву алтернативу за компресорске топлотне пумпе које користе штетне фреоне, чија ће даља употреба као расхладних средстава бити већим делом ограничена у будућности. Катастрофални колапс снабдевања струјом у Северној Америци (14.08.2003. год.) показао је колико осетљиве могу бити електро-енергетске мреже на вршна оптерећења. Апсорпциони топлотни системи могу значајно допринети спречавању или смањењу вршних оптерећења у мрежи. Потреба за електричном енергијом током лета за хлађење је изузетно велика јер се тренутно углавном користе компресорске расхладне машине. Последица тога су изражена вршна оптерећења и то у подневним сатима. У случају експлоатације апсорпционих топлотних пумпи, потреба за електричном енергијом за хлађење готово је занемарљива.

За мале расхладне капацитете, могућност хлађења помоћу АТП, која је погоњена енергијом која настаје сагоревањем биомасе, углавном представља нови концепт, а и нови тржишни изазов. Посебно, јер је потреба за хлађењем и клима комфором у централној и јужној Европи у сталном порасту како се клима мења. У прилог томе иде, да се интензивно примењују савремени концепти изградње који поштују прописе енергетске ефикасности што смањује потребу за расхладном и топлотном енергијом по јединици стамбене површине, па је за овим типом расхладних система све веће интересовање јавности, поред соларних система. Код система који би користили биомасу, опрема која би генерисала одговарајућу количину енергије заузимала би мању запремину, док за соларну примену потребно је одговарајуће соларно поље за достизање одговарајућих енергетских потенцијала, где су трошкови израде значајни. Оба система имају своје предности и мане, доступност и трошкови транспорта соларне енергије су занемарљиви у одговарајућим климатским појасевима, док како се иде према половима примат преузима биомаса [11, 43].

Циљ овог рада заснивао се на интеграцији гасне апсорпционе топлотне пумпе комерцијалне производње (Robur GAHP-AR) са уређајем за погон на биомасу, тј. да се модификацијом АТП омогући посредно погон апсорпционе топлотне пумпе путем врелог ваздуха који ће бити генерисан у генератору врелог ваздуха ГВВ топлотом која



настаје сагоревањем биомасе-пелета, гориоником за пелет Pelltech 30a, са истраживањем термо-струјних процеса у систему АТП. У складу са тим могу се изнети следећи закључци и предвиђања:

- Очигледан значај коришћења биомасе као обновљивог извора енергије у будућем периоду, с обзиром на енергетски потенцијал у Србији;
- Прегледом референтних литературних извора у другом поглављу је утврђено да постоји велики истраживачки, развојни и тржишни потенцијал у овој области. Практична примена биомасе у грејним и расхладним апсорпционим системима малих и средњих капацитета је тек у почетној фази, управо због специфичног дизајна овог АТП система и сагоревања горива. Увидом у литературу из ове области, омогућено је да се на прави начин сагледа проблематика минијатуризације и прилагођавање АТП система за примену код малих и средњих потрошача, за масовно тржиште. У оквиру прегледа литературе разматрани су модели АТП система, њихове конфигурације, и препоруке. Rieberer et al. је у свом истраживању [98], које је идејом најприближније овом раду, приказао спрегу једностепене АТП машине (амонијак-вода) коју су сами развијали са стандардним комерцијалним котлом на биомасу-пелет, где је радни-погонски флуид за рад АТП био гликол. Разлика тог и овог рада се огледа баш у примени радног флуида, у овом раду је врео ваздух и у самој конструкцији АТП машине. Још један рад има сличност са овим а то је примена соларне енергије за покретање расхладног АТП система за примену у прехранбеној индустрији, аутора Ayadi et al [98]. У том раду су приказани математички и експериментални модели са уштедом на страни примарне енергије у зависности од примењених соларних система и конфигурације система.
- На почетку трећег поглавља најпре је описан систем АТП и дат је преглед стандарда за испитивање горионика и малих пећи на пелет. У наставку трећег поглавља, приказана је експериментална инсталација у циљу обављања експерименталних истраживања на одабраном систему апсорпционе топлотне пумпе и ГВВ. За експериментална истраживања израђена је машина за загревање ваздуха у фабрици Мегал - Бујановац, домаће производње, помоћу горионика пелета декларисане снаге 30 kW. Остварени испитивани протоци ваздуха кроз



систем су били у опсегу од 0.038 до 0.225 kg/s (шест вредности протока; за сваку од три брзине вентилатора по два протока) и при протоку воде са стране АТП од 2750 lit/h. У току истраживања варирана је снага горионика: 15; 18; 21; 24; 27 и 30 kW.

Експериментална инсталација је уз помоћ креираног аквизиционог система у софтверу Labview, TESTO и National Instruments опремом, омогућила праћење параметара процеса, као што су: потрошња горива - пелета, проток, температуре и брзина продуката сагоревања унутар ГВВ, проток и температура врелог ваздуха у зависности од брзине вентилатора, улазна температура у десорбер АТП и температуре процесних флуида на излазу из АТП, температурна разлика воде и остале величине (температура и концентрација CO у димном гасу, температура ваздуха у просторији, температуре карактеристичних површина ГВВ и околних зидова просторије). Направљен је програм и план мерења, у коме су дефинисане величине које је неопходно мерити, односно величине које ће бити израчунате на бази мерења. Детаљно је приказан избор и начин мерења утицајних величина, као и поступак испитивања. За потребе дела експерименталних испитивања развијен је и одговарајући програм у VBA са применом у Excel-у за брзи прорачун топлотних губитака система кроз спољне површине. Експериментална испитивања су обухватила и одређивање карактеристика пелета (техничка и елементарна анализа, димензије и одређивање топлотне моћи у лабораторијским условима Машинског Факултета у Нишу). Резултати експерименталних истраживања приказани су у поглављу 3. На крају овог поглавља извршена је анализа грешке мерења.

- У четвртном поглављу формиран је тродимензионални модел ГВВ, над којим је постојала потпуна аутономија манипулације. Постављен је математички модел којим су дефинисани термо-струјни процеси са разменом топлоте унутар ГВВ преко измењивачких оребрених и неоребрених површина, са одговарајућим граничним условима. Симулирани су стационарни радни режими. Затим је приказан нумерички поступак решавања једначина модела. Затварање математичког модела је спроведено модификованом верзијом двоједначинског  $k-\omega$  модела, односно SST моделом.



За дефинисану геометрију прорачунског простора је изабрана одговарајућа нумеричка мрежа. Ницање топлоте у зони сагоревања је замењено увођењем комада чврстог горива – „heat source”. За део оребреног измењивача дефинисан је услов еквивалентне порозности модела, како би се смањило број ћелија мреже и време прорачуна, а уједно очувала физикалност проблема. За решавање предложеног модела коришћен је софтверски пакет ANSYS FLUENT и CFX v15, са Workbench платформом за формирање прорачунске 3D геометрије.

У дисертацији је обављено више симулација различитих радних режима наведеног система, сагласно плану нумеричког експеримента, за два режима: зимски режим грејања и летњи режим хлађења, а резултати нумеричких симулација су приказани у поглављу 4. Приказана су термо-струјна поља од интереса, а пре свих од интереса је температурско поље врелог ваздуха на излазу из ГВВ.

Обављена је валидација нумеричког експеримента, поређењем резултата нумеричких симулација са резултатима мерења температуре гасова на одабраним локацијама унутар ГВВ. Запажено је добро слагање нумеричких са експерименталним резултатима, чиме су се стекли услови за реализацију нумеричког експеримента са ширим опсегом величина од интереса. Поред тога, постављену нумеричку процедуру могуће је применити и на друге конструкције измењивача топлоте у којима се врши размена топлоте између гасова.

- У петом поглављу приказани су и анализирани резултати на нивоу система АТП. Приказана је зависност потрошње пелета од снаге горионика. Приказана је зависност температуре ваздуха на излазу из ГВВ од снаге горионика, као и од масеног протока ваздуха. Приказано је температурско, као и брзинско, поље за врели ваздух у зони излаза из ГВВ. Указано је на могућа побољшања у нумеричком експерименту и могућност коришћења нумеричких симулација у циљу даљег истраживања преноса топлоте са гаса на оребрену измењивачку површину. Израчунате су и приказане на дијаграмима топлотне карактеристике АТП система у зимском и летњем режиму. Приказана је промена пада температуре ваздуха у десорберу, као и промена коефицијента COP у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за зимски и летњи режим. За један



оабрани експеримент је приказана зависнот коефицијента грејања COP и топлотног флуksа предатог води од температуре ваздуха на улазу у десорбер АТП, односно од снаге горионика. Формирана је зависност коефицијента грејања од температуре ваздуха на улазу у десорбер.

- На основу спроведених анализа може се закључити да се овим концептом супституције погонског горива остварују минимални, али значајни, ефекти и уштеде у нискотемпературном грејању и хлађењу. Међутим, са друге стране постоји велики потенцијал за искоришћењем отпадне топлоте из система и са стране продуката сагоревања који напштају систем са температуром приближно 180°C у зависности од режима и са стране ваздуха. Део топлоте коју износе продукти сагоревања, што се види на основу датих биланса енергетских токова (дијаграми протока енергије), могао би да се рекуперира за потребе рада система или да се искористи за неке друге потребе за топлотом. Такође, чист ваздух који излази из десорбера АТП на температурама приближно 60°C има потенцијал нпр. за потребе грејања неких просторија или за потребе процесне индустрије. Потрошња електричне енергије је нешто већа у односу на котлове на пелете, због додатног вентилатора ваздуха на ГВВ уређају.

На крају, може се закључити да су остварени сви циљеви постављени на почетку истраживања. Најпре је израђен ГВВ са ложиштем на биомасу (пелет) и спрегнут са АТП. Експериментална и нумеричка истраживања су реализована на самом ГВВ - случај кад ГВВ није спрегнут са АТП, а затим и за случај континуалног рада ГВВ са АТП. Формирана је база података термо-струјних величина на основу мерења на ГВВ и самој АТП која је искоришћена за утврђивање зависности, пре свега, температуре на излазу ГВВ од снаге горионика. Развијен је нумерички модел за предвиђање одзива ваздушног генератора са ложиштем на биомасу. Извршена је верификација модела поређењем са резултатима мерења на ГВВ. Резултати истраживања су искоришћени за енергетско билансирање и прорачун коефицијента грејања/хлађења ваздушне једностепене апсорпционе топлотне пумпе амонијак-вода. Формиране су полиномне зависности коефицијента грејања од температуре врелог ваздуха на излазу од ГВВ и радног режима. Постављену нумеричку процедуру могуће је применити и на друге конструкције измењивача топлоте у којима се врши размена топлоте између гасова, чијим





унапређењем се стичу услови за даља истраживања у области преноса топлоте између гасова и ребрених измењивачких површина.

Са становишта даљег истраживачког капацитета ова област и рад имају велики потенцијал. Он се првенствено огледа у даљем усавршавању концепта десорбције у АТП. Један од потенцијалних праваца развоја је да се применом биомасе-пелета као погонског горива за рад апсорпционе топлотне пумпе, конструише десорбер који ће директним пламеном из горионика пелета да погони апсорпциони радни циклус. Овде су изазови свако у домену реализације облика десорбера с циљем постизања оптималног преноса топлоте са горива на радну смешу АТП, водећи рачуна о запрљању спољних површина десорбера како се неби смањиле перформансе размене топлотне енергије. Са економског становишта, тренутни концепт (тржишна вредност коришћене апсорпционе топлотне пумпе Robur GANP AR са ГВВ модулом) делује скупље од котлова на пелет и компресорских топлотних пумпи за грејање. Анализа показује да су значајна побољшања концепта могућа смањењем капиталних трошкова и комерцијализацијом, повећањем коефицијента ефикасности, даљим истраживањима и усавршавањем дизајна и смањењем цене пелета. За расхладни режим, тренутна поставка, делује скупље од компресиорских топлотних пумпи. Економска исплативост је могућа, ако постоје симултано потребе за грејањем и хлађењем. Са еколошког становишта, овај концепт емитује ниже количине  $\text{CO}_2$  са стране искоришћења примарне енергије и има предност у односу на компресорске грејне-расхладне системе.



## 7. ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Venkatarathnam G., Murthy S. S., "Refrigerants for Vapour Compression Refrigeration Systems," *Resonance* Vol. 17(2) pp. 139-162, 2012.
- [2]. Calm J. M., "The Next Generation of Refrigerants—Historical Review, Considerations, and Outlook," *international Journal of Refrigeration* Vol. 31(7) pp. 1123-1133, 2008.
- [3]. Beutler A., Ziegler F. and Alefeld G., "Falling Film Absorption with Solutions of a Hydroxide Mixture," *International Absorption Heat Pump Conference*, Montreal, Canada, pp. 303-309, 1996.
- [4]. Schaefer A. L., *Single Pressure Absorption Heat Pump Analysis*, Georgia Institute of Technology, 2000.
- [5]. Bakker E. J., et al., *Testing a Prototype Gas – Fired Residential Heat Pump*, Proc. 9th International IEA Heat Pump Conference, Zurich, Switzerland, 2008.
- [6]. Ziegler F., "State of the Art in Sorption Heat Pumping and Cooling Technologies," *International Journal of Refrigeration* Vol. 25(4) pp. 450-459, 2002.
- [7]. Herold K., Radermacher R. and Klein. S. A., *Absorption Chillers and Heat Pumps*, CRC press. 1996.
- [8]. Srihirin P., Aphornratana S., and Chungpaibulpatana S., "A Review of Absorption Refrigeration Technologies," *Renewable and sustainable energy reviews* Vol. 5(4) pp. 343-372, 2001.
- [9]. ASHRAE, 2019.
- [10]. [https://en.wikipedia.org/wiki/Kyoto\\_Protocol](https://en.wikipedia.org/wiki/Kyoto_Protocol)
- [11]. Moser H., Rieberer R., Böck M., *Biomasse betriebene Absorptions - Wärmepump Anlage zum Heizen und Kühlen („BioAWP“) Final report (Programmlinie Energiesysteme der Zukunft): Graz University of Technology – Institute of Thermal Engineering*, 2007.
- [12]. AGGM “Austrian Gas Grid Management AG“, <http://www.aggm.at>, 2011.
- [13]. ISO “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, *International Organization for Standardization*, first edition 1995.
- [14]. De Francisco A. Illanes R., Torres J., Castillo M., M. Prieto De Blas E., and Garcí A., "Development and Testing of a Prototype of Low-Power Water–221, 2002.
- [15]. Velázquez N., and Best R., "Methodology for the Energy Analysis of an Air Cooled Gas Absorption Heat Pump Operated by Natural Gas and Solar Energy" *Applied Thermal Engineering* Vol. 22 (10) pp. 1089-1103, 2002.
- [16]. Kim D. and Ferreira C. I., "Air-Cooled Libr–Water Absorption Chillers for Solar Air Conditioning in Extremely Hot Weathers," *Energy Conversion and Management* Vol. 50 (4) pp. 1018-1025, 2009.
- [17]. Lazzarin R., Gasparella A., and Romagnoni P., "Experimental Report on the Reliability of Ammonia-Water Absorption Chillers," *International Journal of Refrigeration* Vol. 19(4) pp. 247-256, 1996.



- [18]. Chua H., Toh H., and Ng K., "Thermodynamic Modeling of an Ammonia–Water Absorption Chiller," *International Journal of Refrigeration* Vol. 25(7) pp. 896-906, 2002.
- [19]. Horuz I. and Callander T., "Experimental Investigation of a Vapor Absorption Refrigeration System," *International journal of refrigeration* Vol. 27(1) pp. 10-16, 2004.
- [20]. Wang, L., G. Chen, Wang Q., and Zhong M., "Thermodynamic Performance Analysis of Gas-Fired Air-Cooled Adiabatic Absorption Refrigeration Systems," *Applied thermal engineering* Vol. 27(8) pp. 1642-1652, 2007.
- [21]. Moya M., Bruno J., Eguia P., Torres E., Zamora I., and Coronas A. "Performance Analysis of a Trigeneration System Based on a Micro Gas Turbine and an Air - Cooled, Indirect Fired, Ammonia – Water Absorption Chiller," *Applied Energy* Vol. 88(12) pp. 4424-4440, 2011.
- [22]. Keinath C. M., Delahanty J. C., Garimella S. and Garrabrant M. A., "Diesel Engine Waste-Heat Driven Ammonia - Water Absorption System for Space-Conditioning Applications" 2012.
- [23]. Izquierdo, M., Lizarte R., Marcos J., and Gutiérrez G., "Air Conditioning Using an Air Cooled Single Effect Lithium Bromide Absorption Chiller: Results of a Trial Conducted in Madrid in August 2005," *Applied Thermal Engineering* Vol. 28(8) pp. 1074-1081, 2008.
- [24]. Llamas-Guillén S., Cuevas R., Best R., and Gómez V., "Experimental Results of a Direct Air-Cooled Ammonia–Lithium Nitrate Absorption Refrigeration System," *Applied Thermal Engineering* Vol. 67 (1) pp. 362-369, 2014.
- [25]. Jiang, Y. and Garimella S., "Compact Air-Coupled and Hydronically Coupled Microchannel Heat Pumps", *International Mechanical Engineering Conference and Exposition*, New York, NY. American Society of Mechanical Engineers, pp. 1-13, 2001.
- [26]. Garimella, S. and A. Wicht. *Air - Cooled Condensation of Ammonia in Flat-Tube, Multi-Louver Fin Heat Exchangers*. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (United States), 1995.
- [27]. Garimella, S., Coleman J. W. and Wicht A., "Tube and Fin Geometry Alternatives for the Design of Absorption-Heat-Pump Heat Exchangers" *Journal of Enhanced Heat Transfer* Vol. 4(3), 1997.
- [28]. Kim K., Ameel T., and Wood B., "Performance Evaluations of LiCl and LiBr for Absorber Design Applications in the Open-Cycle Absorption Refrigeration System," *Journal of solar energy engineering* Vol. 119 (2) pp. 165-173, 1997a.
- [29]. Medrano, M., Bourouis M., and Coronas A., "Absorption of Water Vapour in the Falling Film of Water–Lithium Bromide inside a Vertical Tube at Air-Cooling Thermal Conditions," *International journal of thermal sciences* Vol. 41(9) pp. 891-898, 2002.
- [30]. Bourouis M., Vallès M., Medrano M., and Coronas A., "Absorption of Water Vapour in the Falling Film of Water–(LiBr+ LiI+ LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) in a Vertical Tube at Air-Cooling Thermal Conditions," *International journal of thermal sciences* Vol. 44 (5) pp. 491-498, 2005.



- [31]. Castro, J., Oliet C., Rodríguez I., and Oliva A., "Comparison of the Performance of Falling Film and Bubble Absorbers for Air-Cooled Absorption Systems" *International Journal of Thermal Sciences* Vol. 48 (7) pp. 1355-1366, 2009.
- [32]. Ferreira C. I., Keizer C., and Machielsen C., "Heat and Mass Transfer in Vertical Tubular Bubble Absorbers for Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems," *International Journal of Refrigeration* Vol. 7(6) pp. 348-357, 1984.
- [33]. Fernández-Seara J., Sieres J., Rodríguez C. and Vázquez M., "Ammonia – Water Absorption in Vertical Tubular Absorbers," *International journal of thermal Sciences* Vol. 44 (3) pp. 277-288, 2005.
- [34]. Meacham J., and Garimella S., "Experimental Demonstration of a Prototype Microchannel Absorber for Space-Conditioning Systems," *International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China*, pp. 270-276, 2002.
- [35]. Meacham J. M., and Garimella S., "Ammonia-Water Absorption Heat and Mass Transfer in Microchannel Absorbers with Visual Confirmation," *ASHRAE Transactions* Vol. 110 (1), 2004.
- [36]. Nagavarapu A. K., and Garimella S., "Falling-Film Absorption around Microchannel Tube Banks," *Journal of Heat Transfer* Vol. 135(12) p. 12, 2001.
- [37]. European Committee, EN 303-5, Heating boilers - Part 5: Heating boilers for solid fuels, 1999, Brussels, Belgium, (CEN).
- [38]. European Committee, EN 14785, Residential space heating appliances fired by wood pellets, 1999, Brussels, Belgium, (CEN).
- [39]. Zografos A.I., *Equations of Properties as a Function of Temperature*-updated version, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering-North-Holland*, III (61), 177-187, 1986.
- [40]. Alakangas E., *Wood pellets in Finland- technology, economy and market*. VTT Processes, Finland, OPET, 2002.
- [41]. Musil. S. B. (BIOENERGY2020+GMBH,). *European Wood-Heating Technology Survey Final Report*. Wieselburg, Austria, 2010.
- [42]. <https://www.ansys.com/resource-center/webinar/introduction-to-ansys-fluent>
- [43]. *Solar Cooling Systems Utilizing Concentrating Solar Collectors; Design, Experimental Evaluation & Optimization*, Politecnico di Milano, 2015.
- [44]. Ristic B., *Metrologija - strujnotehnička merenja*. Niš: Univerzitet u Nišu, 1981.
- [45]. <https://matmatch.com/materials/minfm33409-en-10028-2-grade-p265gh-normalized-or-normalized-formed-n->
- [46]. Bošnjaković F., *Technische Thermodynamik Teil II*, Stuttgart, Steinkopff, 1997.
- [47]. Cengel Y. B., *Thermodynamics: an engineering approach*. New York: McGraw-hill, 2011.
- [48]. Spalding D.B., *Mathematical models of turbulent transport processes*, HTS/79/2. Imperial College, UK, 1979.



- [49]. Wilcox D.C., Reassessment of the scale determining equation for advanced turbulence models, AIAA, Vol.26 (No.11 ), p.1299, 1988.
- [50]. Ferziger J. H., et al., Computational Methods for Fluid Dynamics, Berlin: Springer, 2002.
- [51]. <http://www.star-newmaterial.com/thermal-insulation-material/bubble-foil-insulation/reflective-aluminum-foil-bubble-wrap.html>
- [52]. Grupa autora, Nauka o toploti, knjiga 1. Beograd : Mašinski fakultet Beograd, 1971.
- [53]. Hellsten A., p. 2554. Some improvements in Menter's k-omega SST turbulence model, 29th AIAA, Fluid Dynamics Conference, 1998.
- [54]. [https://en.wikipedia.org/wiki/kyoto\\_protocol](https://en.wikipedia.org/wiki/kyoto_protocol)
- [55]. Idelchik I.E., Handbook of hydraulic resistance. New York: Hemisphere Publishing Corp, 1988.
- [56]. Incopera F. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th Edition,. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1999.
- [57]. Institute A. S., ÖNORM EN 303-5, Central-Heating boilers – Part 5. Wien, Austria: ASI, 2010.
- [58]. Jauschowitz R., HERZ Sustavi toplovodnog grijanja–Hidraulika. Beč: Herz Armaturen Ges.mbH, 2004.
- [59]. [http://www.kern-sohn.com/manuals/files/English/KMB\\_KMS\\_KMT-BA-e-0720.pdf](http://www.kern-sohn.com/manuals/files/English/KMB_KMS_KMT-BA-e-0720.pdf)
- [60]. Kind, M. VDI-Wärmeatlas. Berlin,Verlag, 2019.
- [61]. [https://pim.knaufinsulation.com/files/download/14\\_fkd-s\\_thermal.pdf](https://pim.knaufinsulation.com/files/download/14_fkd-s_thermal.pdf)
- [62]. <https://www.ni.com/en-rs/support/downloads/softwareproducts/download.labview.html#477380>
- [63]. Madhavan S., The effect of inlet and outlet boundary conditions in image-based CFD modeling of aortic flow. Biomedical engineering online, 17(1), pp.1-20., 2018.
- [64]. <http://admegal.rs>
- [65]. Menter F.R., “Improved two-equation k-w turbulence model for aerodynamic flows”, NASA TM-103975, 1992.
- [66]. Menter F.R., “Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective”, International journal of computational fluid dynamics, 23 (4), pp. 305-316, 2009.
- [67]. Menter F.R., “Ten years of industrial experience with the SST turbulence model”, Turbulence Heat and Mass transfer, 4 (1), pp. 625-632, 2003.
- [68]. Moran M. S., Fundamentals of engineering thermodynamics. MIT: John Wiley & Sons. 2010.
- [69]. Moser H., Rieberer R., Biomassebetriebene Absorptions-Wärmepump Anlage zum Heizen und Kühlen (BioAWP). Graz: Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, 2007.
- [70]. <https://www.ni.com/en-rs/support/model.cdaq-9188.html>



- [71]. <https://www.ni.com/en-rs/support/model.ni-9213.html>
- [72]. Patankar, S., Numerical heat transfer and fluid flow. New York: Taylor & Francis. 2018.
- [73]. Patel, V. C., Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review". AIAA Journal, Vol. 23(No. 9), pp. 1308-1319.
- [74]. <https://cerbos.ee/img/cms/poletid/pelltech-pellet-burner-PV20a-PV30a-user-manual.pdf>
- [75]. <https://www.testo.com/en-IN/pitot-tube/p/0635-2145>
- [76]. <https://www.robur.com/products/gahp-ar-heat-pump>
- [77]. <https://www.ruck.eu/ventilatoren/rohrventilatoren1/rohrventilatoren-ac-motor/em-m/130677-em-315-e2m-01?productFrequency=50&filterFrequency=50>
- [78]. <https://www.testo.com/en-US/testo-saveris-2-t2/p/0572-2032>
- [79]. Schwarze, R. CFD-modellierung. Berlin Heidelberg: Springer, 2013.
- [80]. <https://www.testo.com/en-TH/testo-400/p/0560-0400>
- [81]. Tenekes H., et al., A first course in Turbulence. Cambridge: MIT Press, 1972.
- [82]. <https://gastech.com/files/manuals/Testo-350.pdf>
- [83]. Thek, G., The pellet handbook: the production and thermal utilization of biomass pellets. Routledge, 2012.
- [84]. Treffinger P., Entwicklung und Test eines Funktionsmodells einer leistungsgeregelten Absorptionswaermepumpe fuer Hausheizungen, Deutsches Zentrum fuer Luft und Raumfahrt e.V., 1997.
- [85]. Versteeg, H., An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. New York, Pearson education, 2007.
- [86]. Wagner W., (2011). Wärmeübertragung. Berlin, Vogel Buchverlag.
- [87]. Zhang J., An efficient approach for quantifying parameter uncertainty in the SST turbulence model. Computers & Fluids, 181, pp. 173-187, 2019.
- [88]. Илић Г., Вукић М., и др. Термодинамика II - Основе простирања топлоте и материје, Ниш, Машински факултет, 2014.
- [89]. Илић Г., Термодинамика II, Ниш, Машински факултет, 1996.
- [90]. Малић Д., Термодинамика и термотехника. Београд: Грађевинска књига, 1963.
- [91]. Jones W. P., Calculatinon of turbulent reacting flows: . A review, Combust. flames, 48, pp. 1-26, 1982.
- [92]. Стевановић Ж., Нумерички аспекти турбулентног преноса импулса и топлоте, Универзитет у Нишу, Докторска дисертација, 2008.
- [93]. Томић М., Експериментално и нумеричко истраживање струјних процеса у пакету перфорираних плоча, Докторска дисертација, Универзитет у Нишу, 2015.
- [94]. Plić M, et al. An initial study on adopting a small-scale pellet stove as a generator in a gas absorption heat pump to replace gas (propane butane) consumption with biomass-



- pellet, 9th Conference on Thermal Science and Engineering of Serbia, Sokobanja, Serbia, pp. 230-237, 2019.
- [95]. Ilić M. et al., Computational investigation of hot air generation system using pellets for driving an absorption process, DEMI 2021 15th International Conference on Accomplishments in Mechanical and Industrial Engineering, Banja Luka BiH, 2021, pp. 141-146
- [96]. <https://cerbos.ee/img/cms/poletid/pelltech-pellet-burner-PV20a-PV30a-user-manual.pdf>
- [97]. Ilić M. et al., CFD analysis of temperature field in pellet stove as a generator of an absorption heat pump, Facta universitatis series: Working and Living Environmental Protection, 17,3, pp. 163 – 174, 2020.
- [98]. Ayadi O. et al., Modelling of commercial absorption heat pump with integral storage, Högskolan Dalarna, Sweden, 2007.
- [99]. Сијерчић М., Матеметичко моделирање комплексних турбулентних транспортних процеса, Југословенско друштво термичара и Институт за нуклеарне науке Винча, ИСБН: 86-7877-005-08, Београд, 1998.
- [100]. Marko N. ILIĆ, Velimir P. STEFANOVIĆ, Dmytro BREGA, Dragoljub S. ŽIVKOVIĆ, Saša R. PAVLOVIĆ, Experimental and Numerical Investigation of Driving potential of biomass-pellet hot air generator for coupling with absorption heat pump, Thermal Science: Year 2023, vol. 27, no. 5A.



## 8. СПИСАК СЛИКА

Слика 1.1. Расхладни систем са компресором (1852. год.) [4] .....	3
Слика 1.2. Апсорпциони амонијачни циклус (Companу Colibry bv) .....	3
Слика 1.3. Апсорпциони циклус [4] .....	4
Слика 1.4. Лорд Келвинова машина за грејање [4] .....	4
Слика 1.5. Циришка градска кућа са топлотном пумпом, инсталисана 1936.-1939.[4] .....	5
Слика 1.6. Парни компресиони циклус .....	7
Слика 1.7. Једностепени притисни, апсорпциони циклус са економајзером [8] .....	8
Слика 1.8. Једностепени притисни, апсорпциони циклус са ректификатором [8] .....	10
Слика 2.1. Шема једностепеног АТП система BioAWP .....	19
Слика 2.2. Модификовани котлоу на биомасу као генератор топлоте у десорберу АТП .....	19
Слика 2.3. Принципијелна шема примарног и секундарног котловског круга апсорпционог једностепеног система на биомасу као генератора топлоте у десорберу АТП – BioAWP .....	20
Слика 2.4. а) Компресиони циклус, б) Апсорпциони једностепени циклус на биомасу као генератор топлоте у десорберу АТП, BioAWP .....	21
Слика 2.5. Принципијелна шема апсорпционог једностепеног циклуса на биомасу као генератор топлоте у десорберу АТП – BioAWP .....	23
Слика 2.6. Прототип једностепене амонијачне апсорпционе топлотне пумпе BioAWP [11] .....	24
Слика 3.1. Компоненте АТП .....	43
Слика 3.2. Димензије АТП у [mm] .....	43
Слика 3.3. Т- $\xi$ и h- $\xi$ дијаграми процеса у апсорпционој топлотној пумпи у зависности од притиска и концентрације смеше H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub> .....	47
Слика 3.4. Веза генератора врелог ваздуха и АТП помоћу цеви $\phi_i=127$ [mm] за погон десорбера АТП са аквизиционом опремом LabView и NI .....	48
Слика 3.5. Захтеви за степен корисности котлова за централно грејање .....	51
Слика 3.6. Лабораторијски штанд за испитивање (а)- резервоар пелета са вагом, (б) апсорпциона топлотна пумпа – Robur,(ц) - генератор врелог ваздуха .....	54
Слика 3.7. Принципијелна шема испитног штанда са опремом лабораторије за термотехнику, термоенергетику и процесну технику МФН .....	55
Слика 3.8. Испитни штанд са мерном инсталацијом, мерном опремом и мерним местима .....	56
Слика 3.9. Дијаграм токова радних флуида и шема мерних места на испитном штанду .....	59
Слика 3.10. Силос пелета са постољем ваге Kern & Sohn КМВ – ТМ и дистрибутивним цревом за пелет .....	60





Слика 3.11. Аквизициона јединица ваге Kern & Sohn КМВ – ТМ	60
Слика 3.12. Паковање пелета	60
Слика 3.13. Интерфејс софтвера за аквизицију потрошње пелета у реалном времену, KERN	61
Слика 3.14. Калориметар са бомбом	62
Слика 3.15. Сушница за сушење горива	62
Слика 3.16. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 15 kW	62
Слика 3.17. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 17 kW, са уклоњеним одступањима услед механичког померања дистрибутивног црева пелета	63
Слика 3.18. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 18 kW	63
Слика 3.19. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 21 kW	64
Слика 3.20. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 24 kW	64
Слика 3.21. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 27 kW	65
Слика 3.22. Промена масе пелета у силосу при подешеној снази горионика од 30 kW	65
Слика 3.23. Основне димензије генератора у [mm] и путеви струјања продуката сагоревања (црвено) и ваздуха (плаво), са ложиштем (1), цевним измењивачем (2) и оребреним цевним измењивачем (3)	66
Слика 3.24. Димензије оребреног цевног измењивача [mm] са позицијама постављања термопарова (црвено); термопарови којима је мерена температура на улазима и излазима из цеви су постављени на 1.8 cm од ивице цеви	66
Слика 3.25. Позиције термопарова унутар генератора врелог ваздуха	67
Слика 3.26. Термопарови постављени унутар генератора врелог ваздуха	67
Слика 3.27. Термопарови по спољашњем омотачу генератора врелог ваздуха	67
Слика 3.28. Аквизиција са NI cDAQ – 9188 и NI 9213 – CH	68
Слика 3.29. NI cDAQ – 9188 шасија и модул NI 9213 – CH, смештени у зелену термос кутију	68
Слика 3.30. Testo Saveris 2 коришћен за аквизицију температура са спољних површина ГВВ и околних зидова, преграда	69
Слика 3.31. Горионик за пелет – Pelltech PV 30a – снаге од 15 до 30 kW	73
Слика 3.32. Вентилатор – Ruck са супротне стране од горионика на генератору врелог ваздуха	73
Слика 3.33. Регулатор брзине вентилатора	73
Слика 3.34. Позиција мерења протока врелог ваздуха Pitot – Prandtl-овом сондом на растојању од $10 \cdot d_i$ , ( $d_i$ – унутрашњи пречник цеви)	



вредлог ваздуха, 127 mm) .....	74
Слика 3.35. Одабир мерног места на $10 \cdot d_i$ , ради добијања устаљеног струјног профила, пошто се ради о кружном попречном пресеку $d_i = d_h$ .....	75
Слика 3.36. Pitot – Prandtl сонда са аквизиционим уређајем TESTO 400 .....	76
Слика 3.37. Мерна места у [mm] унутар цеви за одређивање протока вредлог ваздуха $d_i = 127$ mm .....	76
Слика 3.38. TESTO 350 XL и 454 за аквизицију протока продуката сагоревања и концентрације CO .....	77
Слика 3.39. Позиција мерења температуре и квалитета сагоревања гасним анализатором TESTO 350 XL и 454 ( $d_i$ – унутрашњи пречник цеви вредлог ваздуха, 160 mm) .....	77
Слика 3.40. Мерна позиција за проток продуката сагоревања (црвено) помоћу Pitot – Prandtl сонде са аквизиционим уређајем TESTO 400, $d_i$ – унутрашњи пречник цеви продуката сагоревања 160 mm .....	77
Слика 3.41. Позиције мерења протока продуката сагоревања унутар цеви у [mm], ( $d_i$ – унутрашњи пречник цеви 160 mm), у складу са стандардом EN 12599 .....	77
Слика 3.42. Позиција мерења температуре вредлог ваздуха на излазу из десорбера АТП термопаром типа К .....	78
Слика 3.43. Калориметри и PT – 500 сонде, са баланским вентилима HERZ Stromax .....	79
Слика 3.44. Калориметар Kamstrup са мерном блендом за мерење протока и PT – 500 сонде .....	79
Слика 3.45. Балансни вентил HERZ Stromax DN32 - PN20, са могућношћу мерења протока .....	79
Слика 3.46. GRUNDFOS UPS 40-120 F (TF) .....	80
Слика 3.47. Радне карактеристике пумпе GRUNDFOS UPS 40-120 F (TF) .....	80
Слика 3.48. HERZ Stromax вентил у максимално отвореној позицији 6 .....	80
Слика 3.49. Прикључци диференцијалног манометра на балансном вентилу .....	80
Слика 3.50. Диферејнцијални манометар WILO у позицији која мери $\Delta p$ на вентилу од 4.3 kPa при максималној отворености вентила .....	80
Слика 3.51. Алнор балометар за мерење протока ваздуха кроз АТП .....	81
Слика 3.52. Баждарење термопарова .....	82
Слика 3.53. Миливолтметар Hewlett-Packard 3468A .....	82
Слика 3.54. Аквизиција температура у програму LabView путем NI .....	84
Слика 3.55. Панел аквизиције температура у програму LabView .....	85
Слика 3.56. Блок дијаграм аквизиције температура у програму LabView (Прилог бр. 3.) .....	86
Слика 3.57. Принцип позиционирања главнице термопара на зид ГВВ .....	87



Слика 3.58. Позиција главице термопара унутар цеви кружног попречног кроз који струји ваздух или продукти сагоревања (за мерење температуре врелог ваздуха/продуката сагоревања) .....	87
Слика 3.59. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	88
Слика 3.60. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, II – брзина вентилатора .....	88
Слика 3.61. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	89
Слика 3.62. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 18 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	89
Слика 3.63. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 18 kW горионик, II – брзина вентилатора .....	90
Слика 3.64. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 18 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	90
Слика 3.65. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	91
Слика 3.66. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, II – брзина вентилатора .....	91
Слика 3.67. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	92
Слика 3.68. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 27 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	92
Слика 3.69. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 27 kW горионик, II – брзина вентилатора .....	93
Слика 3.70. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 27 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	93
Слика 3.71. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	94
Слика 3.72. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, II – брзина вентилатора .....	94
Слика 3.73. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	95
Слика 3.74. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	95
Слика 3.75. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, II – брзина вентилатора .....	96
Слика 3.76. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 15 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	96
Слика 3.77. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	97
Слика 3.78. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик,	



II – брзина вентилатора .....	97
Слика 3.79. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 21 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	98
Слика 3.80. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, I – брзина вентилатора .....	98
Слика 3.81. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, II – брзина вентилатора .....	99
Слика 3.82. Расподела температура у ГВВ и кроз десорбер АТП, 30 kW горионик, III – брзина вентилатора .....	99
Слика 3.83. Зависност грешке мерења од снаге горионика .....	102
Слика 4.1. Апроксимација брзинског профила зидним функцијама у зависности од финоће мреже .....	114
Слика 4.2. Структура софтверског пакета ANSYS Fluent и CFX .....	115
Слика 4.3. 3D – пример ћелије дискретизационе мреже .....	119
Слика 4.4. 2D пример дискретизационе мреже .....	119
Слика 4.5. 3D изглед геометрије ГВВ са не оребреним цевастим измењивачима топлоте (лево) и оребреним (десно) .....	121
Слика 4.6. 3D приказ дела са гориоником за сагоревање пелета .....	121
Слика 4.7. Реална геометрија оребрене цеви измењивача топлоте (лево) и порозна геометрија (десно) .....	121
Слика 4.8. 3D приказ прорачунског домена .....	122
Слика 4.9. 3D приказ нумеричке мреже .....	123
Слика 4.10. Приказ одабраног модела турбуленције .....	124
Слика 4.11. Приказ иницијалих подешавања у софтверу .....	124
Слика 4.12. Приказ конвергенције решења за једну од нумеричких симулација .....	125
Слика 4.13. Брзинско поље врелог ваздуха кроз ГВВ .....	127
Слика 4.14. Температурско поље врелог ваздуха кроз ГВВ .....	127
Слика 4.15. Брзинско поље продуката сагоревања кроз ГВВ .....	128
Слика 4.16. Брзинско поље продуката сагоревања кроз ГВВ .....	129
Слика 4.17. Брзинско поље продуката сагоревања кроз ГВВ .....	129
Слика 4.18. Температурско поље продуката сагоревања по запремини .....	130
Слика 4.19. Температурско поље по запремини ГВВ .....	131
Слика 4.20. Температурско поље по запремини ГВВ .....	131
Слика 4.21. Температурско поље по запремини ГВВ .....	132
Слика 4.22. Температурско поље по запремини ГВВ .....	132
Слика 4.23. Температурско поље по запремини ГВВ .....	133
Слика 4.24. Температурско поље по запремини ГВВ .....	133
Слика 4.25. Температурско поље по запремини ГВВ .....	134
Слика 4.26. Температурска поља у попречним пресецима ГВВ са коракном од 16.2 cm навише од координатног почетка, при масеном	



протоку ваздуха од 0.101 kg/s и при снази горионика од 15 kW (слика лево) и 30 kW (слика десно) .....	13
Слика 4.27. Брзинска поља у попречним пресецима ГВВ са кораком од 16.2 cm навише од координатног почетка, при масеном протоку ваздуха од 0.101 kg/s и при снази горионика од 15 kW (слика лево) и 30 kW (слика десно) .....	135
Слика 4.28. Поређење резултата мерења и нумеричких симулација температуре продуката сагоревања на изабраним локацијама T1, T11, T12 и T13, као и температуре ваздуха T14 и T15, у зависности од снаге горионика, у зимском режиму ( $t_v \sim 7$ oC), при протоку ваздуха од 0.170 kg/s .....	138
Слика 4.29. Поређење резултата мерења и нумеричких симулација температуре продуката сагоревања на изабраним локацијама T1, T11, T12 и T13, као и температуре ваздуха T14 и T15, у зависности од снаге горионика, у летњем режиму ( $t_v \sim 32$ oC), при протоку ваздуха од 0.225 kg/s .....	138
Слика 5.1. Потрошња пелета у зависности од снаге горионика .....	140
Слика 5.2. Резултати мерења температуре ваздуха на излази из ГВВ у зависности од снаге горионика и масеног протока ваздуха у зимском режиму .....	141
Слика 5.3. Брзинско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ .....	142
Слика 5.4. Температурско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ .....	142
Слика 5.5. Брзинско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ .....	143
Слика 5.6. Температурско поље ваздуха, пресек на растојању 1.5 cm од ивице ГВВ .....	143
Слика 5.7. Температурско поље спољне површине измењивача унутар ГВВ .....	143
Слика 5.8. Поређење резултата мерења и нумеричких симулација температуре ваздуха T15, у зависности од снаге горионика, у зимском режиму ( $t_v \sim 7$ oC), при протоку ваздуха од 0.170 kg/s (увећан део слике 4.28) .....	144
Слика 5.9. Приказ остварених грејних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 15 kW .....	145
Слика 5.10. Приказ остварених грејних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 30 kW .....	145
Слика 5.11. Приказ остварених грејних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 15 kW .....	146
Слика 5.12. Приказ остварених грејних снага АТП при различитим улазним/излазним температура десорбера и различитим протоцима при снази горионика од 30 kW .....	146



---

Слика 5.13. Прерасподела енергија током рада система у зимском режиму и снази горионика од 15 kW .....	147
Слика 5.14. Прерасподела енергија током рада система у летњем режиму и снази горионика од 15 kW .....	148
Слика 5.15. Промена пада температуре ваздуха у десорберу у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за снагу горионика 30 kW .....	149
Слика 5.16. Промена коефицијента COP у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за снагу горионика 30 kW .....	149
Слика 5.17. Однос топлотних флуксава предатих води у АТП у зимском и летњем режиму у зависности од масеног протока ваздуха кроз десорбер, за снагу горионика 30 kW .....	150
Слика 5.18. Промена коефицијента грејања и топлотног флука који се предаје води у зависности од температуре ваздуха на улазу у АТП .....	151



## 9. СПИСАК ТАБЕЛА

Табела 2.1. Преглед разматраних истраживања система АТП [17] .....	27
Табела 2.2. Преглед истраживања на нивоу компоненти АТП [17] .....	35
Табела 3.1. Техничке карактеристике GANP -AR– топлотне пумпе .....	45
Табела 3.2. Преглед Европских прописа пећи и котлова мале снаге за грејање у домаћинствима .....	50
Табела 3.3. Енергетске карактеристике котлова за централно грејање према EN 303-5 .....	51
Табела 3.4. Еколошке карактеристике (ограничења емисије) у складу са EN 303-5 ..	52
Табела 3.5. Преглед параметара који су праћени током експеримента .....	57
Табела 3.6. Средње температуре спољних површина ГВВ при различитим стационарним радним режимима .....	69
Табела 3.7. Средње температуре унутрашњих зидова просторије где се испитује систем ГВВ и АТП .....	70
Табела 3.8. Укупни топлотни губици са омотача ГВВ при стационарним радним режимима .....	72
Табела 3.9. Остварени протоци ваздуха кроз ГВВ и десорбер АТП и потрошња електричне енергије вентилатора ГВВ .....	75
Табела 3.10. Брзине продуката сагоревања при различитим снагама горионика пелета .....	77
Табела 3.11. Грешке мерења температура .....	83
Табела 4.1. План нумеричког експеримента .....	104
Табела 4.2. Описни приказ транспортне једначине за $k$ или $\omega$ .....	109
Табела 4.3. Подаци о мрежи 3D модела ГВВ .....	117
Табела 4.4. Подаци за еквиваленцију реалне и “порозне” геометрије цеви измењивача .....	122
Табела 4.5. Локације у ГВВ на којима су поређене израчунате и измерене вредности температура смеше продуката сагоревања и ваздуха .....	136



## 10. Прилог

### Прилог бр. 1

#### VBA код за прорачун топлотних губитака система кроз омотач

Function PTOTAL(Tair As Double, Tsides As Double, Ttop As Double, Tbottom As Double, Twallroom As Double, Ech As Double, Ewall As Double) As Double

Const Tstar As Double = 132.5  
Const rowstar As Double = 314.3  
Const H As Double = 6.1609  
Const A1 As Double = 0.128517  
Const Ap5 As Double = 2.60661  
Const Az As Double = -1  
Const Am1 As Double = -0.709661  
Const Am2 As Double = 0.662534  
Const Am3 As Double = -0.197846  
Const Am4 As Double = 0.00770147  
Const B1 As Double = 0.465601  
Const B2 As Double = 1.26469  
Const B3 As Double = -0.511425  
Const B4 As Double = 0.2746  
Const B5 As Double = 0.0259778  
Const C1 As Double = 0.239503  
Const Cp5 As Double = 0.00649768  
Const Cz As Double = 1  
Const Cm1 As Double = -1.92615  
Const Cm2 As Double = 2.00383  
Const Cm3 As Double = -1.07553  
Const Cm4 As Double = 0.229414  
Const D1 As Double = 0.402287  
Const D2 As Double = 0.356603  
Const D3 As Double = -0.163159  
Const D4 As Double = 0.138059  
Const D5 As Double = -0.0201725  
Const Patm As Double = 101325  
Const Rair As Double = 287.058  
Const Hr As Double = 4.86  
Const Wr As Double = 8.12  
Const Lr As Double = 9  
Const Hm As Double = 1.93  
Const Wm As Double = 0.7  
Const Lm As Double = 0.92  
Const Cc As Double = 5.77





Dim Rels As Double

$$\text{Rels} = (\text{Wm} * \text{Lm}) / (2 * (\text{Wm} + \text{Lm}))$$

Dim ps As Double

$$\text{ps} = 2 * (\text{Hm} * \text{Wm} + \text{Hm} * \text{Lm})$$

Dim pbu As Double

$$\text{pbu} = \text{Wm} * \text{Lm}$$

Dim Tkw As Double

$$\text{Tkw} = \text{Twallroom} + 273.15$$

Dim Fch As Double

$$\text{Fch} = 2 * (\text{Hm} * \text{Wm} + \text{Hm} * \text{Lm} + \text{Wm} * \text{Lm})$$

Dim Fraum As Double

$$\text{Fraum} = 2 * (\text{Hr} * \text{Wr} + \text{Hr} * \text{Lr} + \text{Wr} * \text{Lr})$$

Dim Tch As Double

$$\text{Tch} = (2 * (\text{Hm} * \text{Wm} + \text{Hm} * \text{Lm}) * \text{T sides} + \text{Wm} * \text{Lm} * \text{T top} + \text{Wm} * \text{Lm} * \text{T bottom}) / \text{Fch}$$

Dim Tkch As Double

$$\text{Tkch} = \text{Tch} + 273.15$$

Dim C11 As Double

$$\text{C11} = \text{Cc} * \text{Ech}$$

Dim C2 As Double

$$\text{C2} = \text{Cc} * \text{Ewall}$$

Dim Cef As Double

$$\text{Cef} = 1 / ((1 / \text{C11}) + (\text{Fch} / \text{Fraum}) * ((1 / \text{C2}) - (1 / \text{Cc})))$$

Dim Prad As Double

$$\text{Prad} = \text{Cef} * \text{Fch} * ((\text{Tkch} / 100)^4 - (\text{Tkw} / 100)^4) / 1000$$

Dim Tkair As Double

$$\text{Tkair} = \text{Tair} + 273.15$$

Dim Trair As Double

$$\text{Trair} = \text{Tkair} / \text{Tstar}$$

Dim rowa As Double

$$\text{rowa} = \text{Patm} / (\text{Rair} * \text{Tkair})$$

Dim rowra As Double

$$\text{rowra} = \text{rowa} / \text{rowstar}$$



Dim Mioa As Double

$$\text{Mioa} = A1 * \text{Trair} + Ap5 * \text{Trair}^{0.5} + Az * \text{Trair}^0 + Am1 * \text{Trair}^{-1} + Am2 * \text{Trair}^{-2} + Am3 * \text{Trair}^{-3} + Am4 * \text{Trair}^{-4}$$

Dim Mira As Double

$$\text{Mira} = B1 * \text{rowra}^1 + B2 * \text{rowra}^2 + B3 * \text{rowra}^3 + B4 * \text{rowra}^4$$

Dim Mia As Double

$$\text{Mia} = H * (\text{Mioa} + \text{Mira})$$

Dim Nia As Double

$$\text{Nia} = \text{Mia} / \text{rowa}$$

Dim Cpa As Double

$$\text{Cpa} = 1.9327 * 10^{-10} * \text{Tkair}^4 - 7.9999 * 10^{-7} * \text{Tkair}^3 + 1.1407 * 10^{-3} * \text{Tkair}^2 - 4.489 * 10^{-1} * \text{Tkair} + 1.0575 * 10^3$$

Dim lambar As Double

$$\text{lambar} = D1 * \text{rowra}^1 + D2 * \text{rowra}^2 + D3 * \text{rowra}^3 + D4 * \text{rowra}^4 + D5 * \text{rowra}^5$$

Dim Lambao As Double

$$\text{Lambao} = C1 * \text{Trair} + Cp5 * \text{Trair}^{0.5} + Cz * \text{Trair}^0 + Cm1 * \text{Trair}^{-1} + Cm2 * \text{Trair}^{-2} + Cm3 * \text{Trair}^{-3} + Cm4 * \text{Trair}^{-4}$$

Dim Lamba As Double

$$\text{Lamba} = B5 * (\text{Lambao} + \text{lambar})$$

Dim Beta As Double

$$\text{Beta} = 1 / \text{Tkair}$$

Dim Pra As Double

$$\text{Pra} = (\text{rowa} * \text{Nia} * \text{Cpa} * 10^{-6}) / \text{Lamba}$$

Dim Tflas As Double

$$\text{Tflas} = ((\text{Tair} + \text{T sides}) / 2) + 273.15$$

Dim Tfsr As Double

$$\text{Tfsr} = \text{Tflas} / \text{Tstar}$$

Dim rowfla As Double

$$\text{rowfla} = \text{Patm} / (\text{Rair} * \text{Tflas})$$

Dim rowflsr As Double

$$\text{rowflsr} = \text{rowfla} / \text{rowstar}$$

Dim Mifls As Double



$$\text{Mifls} = A1 * \text{Tfsr} + Ap5 * \text{Tfsr}^{0.5} + Az * \text{Tfsr}^0 + Am1 * \text{Tfsr}^{-1} + Am2 * \text{Tfsr}^{-2} + Am3 * \text{Tfsr}^{-3} + Am4 * \text{Tfsr}^{-4}$$

Dim Mifrs As Double

$$\text{Mifrs} = B1 * \text{rowflsr}^1 + B2 * \text{rowflsr}^2 + B3 * \text{rowflsr}^3 + B4 * \text{rowflsr}^4$$

Dim Mifl As Double

$$\text{Mifl} = H * (\text{Mifls} + \text{Mifrs})$$

Dim Mifsa As Double

$$\text{Nifsa} = \text{Mifl} / \text{rowfla}$$

Dim Cps As Double

$$\text{Cps} = 1.9327 * 10^{-10} * \text{Tflas}^4 - 7.9999 * 10^{-7} * \text{Tflas}^3 + 1.1407 * 10^{-3} * \text{Tflas}^2 - 4.489 * 10^{-1} * \text{Tflas} + 1.0575 * 10^3$$

Dim lambsr As Double

$$\text{lambsr} = D1 * \text{rowflsr}^1 + D2 * \text{rowflsr}^2 + D3 * \text{rowflsr}^3 + D4 * \text{rowflsr}^4 + D5 * \text{rowflsr}^5$$

Dim lambso As Double

$$\text{lambso} = C1 * \text{Tfsr} + Cp5 * \text{Tfsr}^{0.5} + Cz * \text{Tfsr}^0 + Cm1 * \text{Tfsr}^{-1} + Cm2 * \text{Tfsr}^{-2} + Cm3 * \text{Tfsr}^{-3} + Cm4 * \text{Tfsr}^{-4}$$

Dim labs As Double

$$\text{Lams} = B5 * (\text{lambso} + \text{lambsr})$$

Dim Bets As Double

$$\text{Bets} = 1 / \text{Tflas}$$

Dim Prs As Double

$$\text{Prs} = (\text{rowfla} * \text{Nifsa} * \text{Cps} * 10^{-6}) / \text{Lams}$$

Dim Ttfl As Double

$$\text{Ttfl} = ((\text{Tair} + \text{Ttop}) / 2) + 273.15$$

Dim Ttr As Double

$$\text{Ttr} = \text{Ttfl} / \text{Tstar}$$

Dim rowt As Double

$$\text{rowt} = \text{Patm} / (\text{Rair} * \text{Ttfl})$$

Dim rowrt As Double

$$\text{rowrt} = \text{rowt} / \text{rowstar}$$

Dim Mirt As Double

$$\text{Mirt} = B1 * \text{rowrt}^1 + B2 * \text{rowrt}^2 + B3 * \text{rowrt}^3 + B4 * \text{rowrt}^4$$



Dim Miflt As Double

$$\text{Miflt} = A1 * \text{Ttr} + Ap5 * \text{Ttr}^{0.5} + Az * \text{Ttr}^0 + Am1 * \text{Ttr}^{-1} + Am2 * \text{Ttr}^{-2} + Am3 * \text{Ttr}^{-3} + Am4 * \text{Ttr}^{-4}$$

Dim Mit As Double

$$\text{Mit} = H * (\text{Miflt} + \text{Mirt})$$

Dim Nit As Double

$$\text{Nit} = \text{Mit} / \text{rowt}$$

Dim Cpt As Double

$$\text{Cpt} = 1.9327 * 10^{-10} * \text{Ttfl}^4 - 7.9999 * 10^{-7} * \text{Ttfl}^3 + 1.1407 * 10^{-3} * \text{Ttfl}^2 - 4.489 * 10^{-1} * \text{Ttfl} + 1.0575 * 10^3$$

Dim lambtr As Double

$$\text{lambtr} = D1 * \text{rowrt} + D2 * \text{rowrt}^2 + D3 * \text{rowrt}^3 + D4 * \text{rowrt}^4 + D5 * \text{rowrt}^5$$

Dim lambto As Double

$$\text{lambto} = C1 * \text{Ttr} + Cp5 * \text{Ttr}^{0.5} + Cz * \text{Ttr}^0 + Cm1 * \text{Ttr}^{-1} + Cm2 * \text{Ttr}^{-2} + Cm3 * \text{Ttr}^{-3} + Cm4 * \text{Ttr}^{-4}$$

Dim Lambt As Double

$$\text{Lambt} = B5 * (\text{lambto} + \text{lambtr})$$

Dim Bett As Double

$$\text{Bett} = 1 / \text{Ttfl}$$

Dim Prt As Double

$$\text{Prt} = (\text{rowt} * \text{Nit} * \text{Cpt} * 10^{-6}) / \text{Lambt}$$

Dim Tbfl As Double

$$\text{Tbfl} = ((\text{Tair} + \text{Tbottom}) / 2) + 273.15$$

Dim Tbr As Double

$$\text{Tbr} = \text{Tbfl} / \text{Tstar}$$

Dim rowb As Double

$$\text{rowb} = \text{Patm} / (\text{Rair} * \text{Tbfl})$$

Dim rowrb As Double

$$\text{rowrb} = \text{rowb} / \text{rowstar}$$

Dim Mirb As Double

$$\text{Mirb} = B1 * \text{rowrb} + B2 * \text{rowrb}^2 + B3 * \text{rowrb}^3 + B4 * \text{rowrb}^4$$

Dim Miflb As Double

$$\text{Miflb} = A1 * \text{Tbr} + Ap5 * \text{Tbr}^{0.5} + Az * \text{Tbr}^0 + Am1 * \text{Tbr}^{-1} + Am2 * \text{Tbr}^{-2} + A3 * \text{Tbr}^{-3} + Am4 * \text{Tbr}^{-4}$$



Dim Mib As Double

$$\text{Mib} = H * (\text{Miflb} + \text{Mirb})$$

Dim Nib As Double

$$\text{Nib} = \text{Mib} / \text{rowb}$$

Dim Cpb As Double

$$\text{Cpb} = 1.9327 * 10^{(-10)} * \text{Tbfl}^4 - 7.9999 * 10^{(-7)} * \text{Tbfl}^3 + 1.1407 * 10^{(-3)} * \text{Tbfl}^2 - 4.489 * 10^{(-1)} * \text{Tbfl} + 1.0575 * 10^3$$

Dim Lambbr As Double

$$\text{Lambbr} = \text{D1} * \text{rowrb} + \text{D2} * \text{rowrb}^2 + \text{D3} * \text{rowrb}^3 + \text{D4} * \text{rowrb}^4 + \text{D5} * \text{rowrb}^5$$

Dim Lambbo As Double

$$\text{Lambbo} = \text{C1} * \text{Tbr} + \text{Cp5} * \text{Tbr}^2 + \text{Cz} * \text{Tbr}^0 + \text{Cm1} * \text{Tbr}^{(-1)} + \text{Cm2} * \text{Tbr}^{(-2)} + \text{Cm3} * \text{Tbr}^{(-3)} + \text{Cm4} * \text{Tbr}^{(-4)}$$

Dim Lambb As Double

$$\text{Lambb} = \text{B5} * (\text{Lambbo} + \text{Lambbr})$$

Dim Betb As Double

$$\text{Betb} = 1 / \text{Tbfl}$$

Dim prb As Double

$$\text{prb} = (\text{rowb} * \text{Nib} * \text{Cpb} * 10^{(-6)}) / \text{Lambb}$$

Dim Grv As Double

$$\text{Grv} = \text{Bets} * (\text{Tflas} - \text{Tkair}) * 9.81 * \text{Hm}^3 / (\text{Nifsa} * 10^{(-6)})^2$$

Dim Nufls As Double

$$\text{Nufls} = (0.825 + (0.387 * (\text{Grv} * \text{Prs})^{(1/6)} / (1 + (0.492 / \text{Prs})^{(9/16)}))^{(8/27)})^2$$

Dim ALFAs As Double

$$\text{ALFAs} = (\text{Nufls} * \text{Lambs}) / (\text{Hm} * 1000)$$

Dim Grup As Double

$$\text{Grup} = (\text{Bett} * (\text{Ttfl} - \text{Tkair}) * 9.81 * \text{Rels}^3) / (\text{Nit} * 10^{(-6)})^2$$

Dim Nut As Double

$$\text{Nut} = 0.59 * (\text{Grup} * \text{Prt})^{0.25}$$

Dim ALFAt As Double

$$\text{ALFAt} = (\text{Nut} * \text{Lambt}) / (\text{Rels} * 1000)$$

Dim Grb As Double

$$\text{Grd} = \text{Betb} * (\text{Tbfl} - \text{Tkair}) * 9.81 * \text{Rels}^3 / (\text{Nib} * 10^{(-6)})^2$$



Dim Nub As Double

$$\text{Nud} = 0.27 * (\text{Grd} * \text{prb}) ^ 0.25$$

Dim ALFAd As Double

$$\text{ALFAd} = (\text{Nud} * \text{Lambb}) / (\text{Rels} * 1000)$$

Dim Pvert As Double

$$\text{Pvert} = \text{ALFAs} * \text{ps} * (\text{Tsides} - \text{Tair})$$

Dim Pupw As Double

$$\text{Pupw} = \text{ALFAt} * \text{pbu} * (\text{Ttop} - \text{Tair})$$

Dim Pdwh As Double

$$\text{Pdwh} = \text{ALFAd} * \text{pbu} * (\text{Tbottom} - \text{Tair})$$

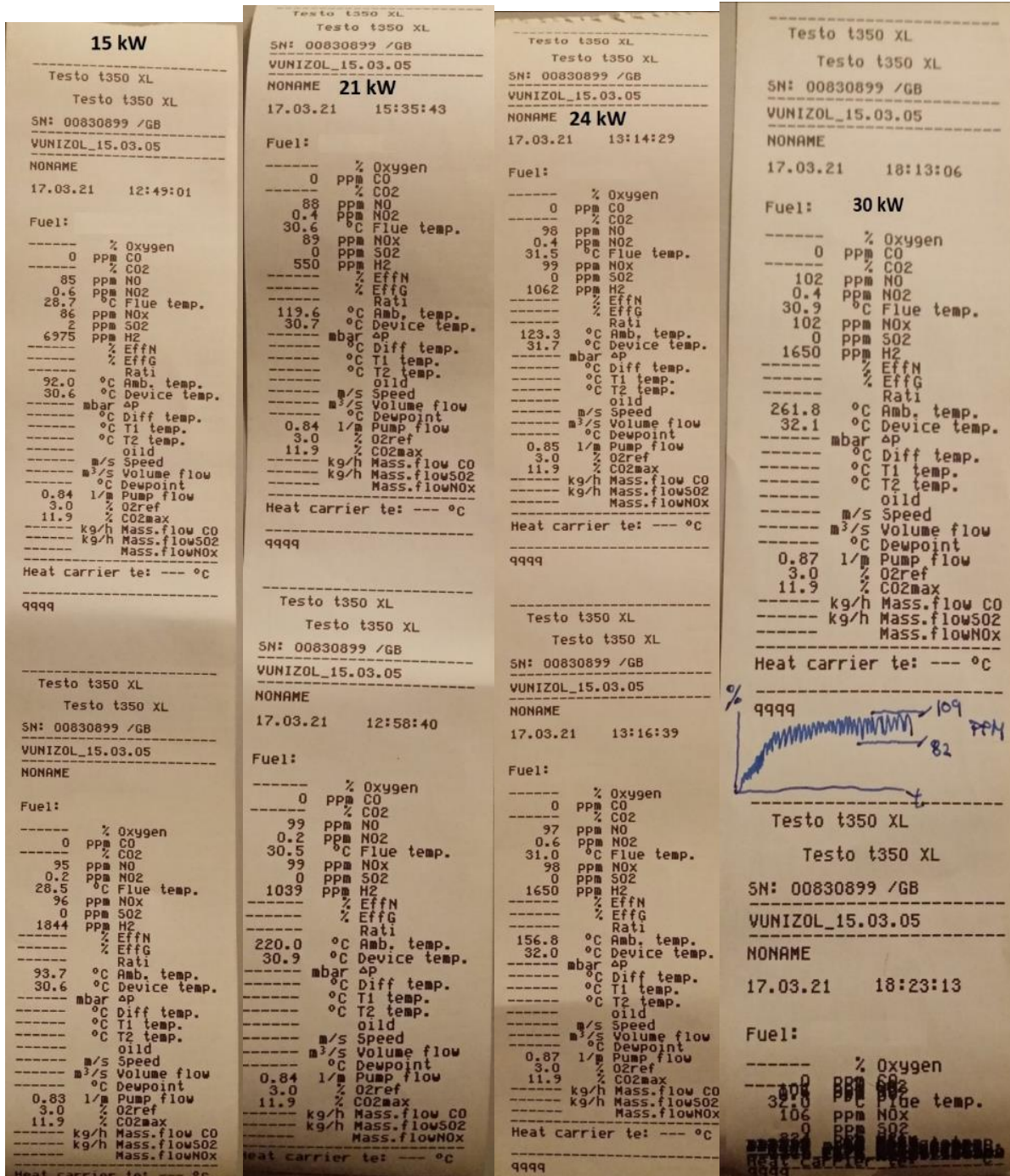
$$\text{PTOTAL} = \text{Pvert} + \text{Pupw} + \text{Pdwh} + \text{Prad}$$

End Function



## Прилог бр. 2.

### Извештаји мерења концентрације CO за различите радне режиме

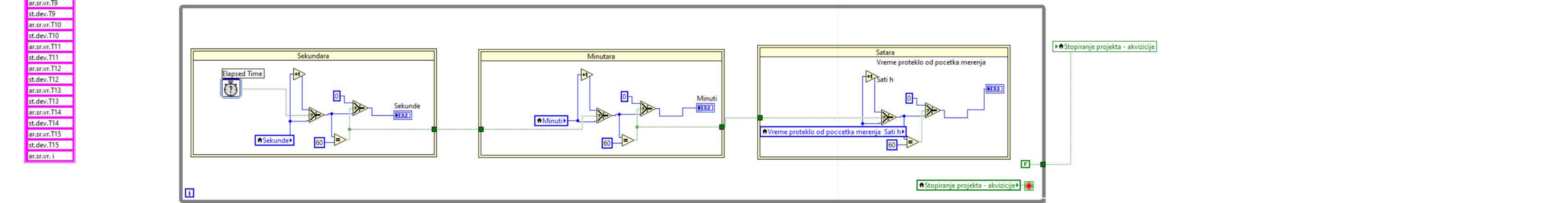
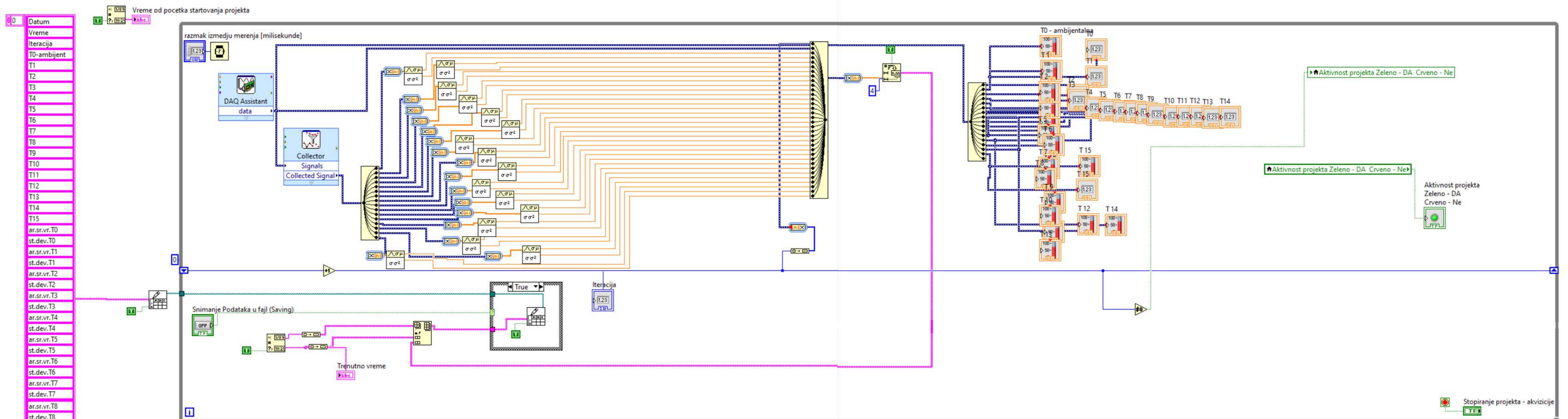




**Прилог бр. 3.**

**Блок дијаграм аквизиције**





0	Datum
	Vreme
	Iteracija
	T0-ambijent
	T1
	T2
	T3
	T4
	T5
	T6
	T7
	T8
	T9
	T10
	T11
	T12
	T13
	T14
	T15
	ar.sr.vr.T0
	st.dev.T0
	ar.sr.vr.T1
	st.dev.T1
	ar.sr.vr.T2
	st.dev.T2
	ar.sr.vr.T3
	st.dev.T3
	ar.sr.vr.T4
	st.dev.T4
	ar.sr.vr.T5
	st.dev.T5
	ar.sr.vr.T6
	st.dev.T6
	ar.sr.vr.T7
	st.dev.T7
	ar.sr.vr.T8
	st.dev.T8
	ar.sr.vr.T9
	st.dev.T9
	ar.sr.vr.T10
	st.dev.T10
	ar.sr.vr.T11
	st.dev.T11
	ar.sr.vr.T12
	st.dev.T12
	ar.sr.vr.T13
	st.dev.T13
	ar.sr.vr.T14
	st.dev.T14
	ar.sr.vr.T15
	st.dev.T15
	ar.sr.vr.i



### Лични подаци

Име	<b>Илић, МАРКО</b>
Адреса	<b>7/5, Рентгенова, 18000, Ниш, Србија</b>
Телефон	<b>018-53-44-53; 064-26-15-230</b>
Факс	<b>/</b>
E-mail	<b>marko.n.ilic@masfak.ni.ac.rs</b>
Националност	<b>Србин</b>
Датум рођења	<b>06. 02. 1984.</b>

### РАДНО ИСКУСТВО

- |                     |                                                    |
|---------------------|----------------------------------------------------|
| • Датум (од-до)     | 15/07 – 25/08/2007                                 |
| • Назив послодавца  | DIN „Фабрика дувана - Ниш“ - Philip Morris         |
| • Врста посла       | Инжињеринг                                         |
| • Позиција на послу | Асистент на одржавању                              |
| • Обавезе и задаци  | Оптимизација потрошње енергената                   |
| • Датум (од-до)     | 09/06 – 08/12/2008                                 |
| • Назив послодавца  | E.ON Ruhrgas, GmbH - Немачка                       |
| • Врста посла       | Обезбеђивање ефикасног и безбедног транспорта гаса |
| • Позиција на послу | Асистент                                           |
| • Обавезе и задаци  | Нумеричке симулације струјања и сагоревања гаса    |

### ОБРАЗОВАЊЕ

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| • Датум (од-до)            | 2003-2010                |
| • Назив образовне установе | Машински факултет Ниш    |
| • Област студија           | Енергетика               |
| • Диплома                  | дипл. маш. инж. - Мастер |
| • Датум (од-до)            | 1999-2003                |
| • Назив образовне установе | Гимназија “9. мај” - Ниш |
| • Област студија           | Општи смер               |
| • Диплома                  | Матура                   |

## ЛИЧНЕ ВЕШТИНЕ

МАТЕРЊИ ЈЕЗИК

СРПСКИ

ОСТАЛИ ЈЕЗИЦИ

	ЕНГЛЕСКИ	ПОЉСКИ	РУСКИ	НЕМАЧКИ
• Читања	Одлично	Одлично	ДОБРО	ОСНОВНО
• Писање	ДОБРО	ДОБРО	ДОБРО	ОСНОВНО
• Конверзација	Одлично	ДОБРО	ДОБРО	ОСНОВНО

ТЕХНИЧКЕ ВЕШТИНЕ

§ Windows NT/98/2000/XP®, MS-Office (MS-Word, MS-Excel, MS-Front Page, MS-PowerPoint, MS-Access), AutoCAD, Solid Works, Mathematica, Math Lab, Fluent

ХОБИ

§ пливање