



Univerzitet u Novom Sadu
Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“
Zrenjanin



**MODELOVANJE PROCESA KONDENZACIJE
VLAŽNIH PRODUKATA SAGOREVANJA KOD
GASNIH KOTLOVA SA ASPEKTA POVEĆANJA
ENERGETSKE EFIKASNOSTI**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: Prof. dr Miroslav Lambić

Kandidat: mr Miodrag Kovačević

Zrenjanin, 2016. godine

UNIVERZITET U NOVOM SADU
TEHNIČKI FAKULTET „MIHAJLO PUPIN“ ZRENJANIN

KLJUČNA DOKUMENTACIJSKA INFORMACIJA

Redni broj: RBR	
Identifikacioni broj: IBR	
Tip dokumentacije: TD	Monografska dokumentacija
Tip zapisa: TZ	Tekstualni štampani material
Vrsta rada (dipl., mag., dokt.): VR	Doktorska disertacija
Ime i prezime autora: AU	Miodrag Kovačević
Mentor (titula, ime, prezime, zvanje): MN	Dr Miroslav Lambić, redovni profesor
Naslov rada: NR	Modelovanje procesa kondenzacije vlažnih produkta sagorevanja kod gasnih kotlova sa aspekta povećanja energetske efikasnosti
Jezik publikacije: JP	Srpski
Jezik izvoda: Jl	Srpski i engleski
Zemlja publikovanja: ZP	Srbija
Uže geografsko područje: UGP	Vojvodina
Godina: GO	2016
Izdavač: IZ	Autorski reprint
Mesto i adresa: MA	Đure Đakovića bb Zrenjanin, 23 000
Fizički opis rada: FO	(11 / 189 / 72 / 24 / 120)
Naučna oblast: NO	Industrijsko inženjerstvo
Naučna disciplina: ND	Energetika

Predmetna odrednica, ključne reči: PO	Kondenzacioni kotlovi, energetska efikasnost
UDK	
Čuva se: ČU	Biblioteka Tehničkog fakulteta „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Važna napomena: VN	
Izvod: IZ	U radu je izvršena detaljna analiza uticajnih faktora na energetske efikasnosti procesa kondenzacije kod kondenzacionih gasnih kotlova u dinamičkim uslovima rada. Identifikovani su parametri koji utiču na povećanje efikasnosti procesa kondenzacije i ukupne efikasnosti kondenzacionih kotlova. Izvršeno je ispitivanje konstrukcionih i radnih parametara, utvrđen je njihov uticaj na energetske efikasnosti i kreirani su modeli za ocenu povećanja efikasnosti kondenzacionih kotlova u dinamičkim uslovima rada.
Datum prihvatanja teme od strane Senata: DP	29. maj 2008. godine
Datum odbrane: DO	
Članovi komisije: (ime i prezime / titula / zvanje / naziv organizacije / status) KO	
Član, predsednik:	Živoslav Adamović, redovni profesor, dr, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Član:	Snežana Dragičević, redovni profesor, dr, Fakultet tehničkih nauka u Čačku
Član:	Slavica Prvulović, redovni profesor, dr, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Član:	Jasmina Pekez, docent, dr, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Član, mentor:	Miroslav Lambić, redovni profesor, dr, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin

UNIVERSITY OF NOVI SAD
TEHNICAL FACULTY „MIHAJLO PUPIN“, ZRENJANIN

KEY WORD DOCUMENTATION

Accession number: ANO	
Identification number: INO	
Document type: DT	Monograph publication
Type of record: TR	Textual printed material
Contents code: CC	Ph. D. Thesis
Author: AU	Miodrag Kovačević
Mentor: MN	Miroslav Lambić, Ph.D., full professor
Title: TI	Modelling of condensation wet combustion products of the gas boilers with energy efficiency improvement
Language of text: LT	Serbian (Latin letters)
Language of abstract: LA	Serbian and English
Country of publication: CP	Serbia
Locality of publication: LP	Vojvodina
Publication year: PY	2016
Publisher: PU	Author reprint
Publication place: PP	Zrenjanin, 23 000 Djure Djakovica bb
Physical description: PD	(11 / 189 / 72/ 24 / 120)
Scientific field SF	Industrial Engineering
Scientific discipline SD	Energy
Subject, Key words SKW	Condensing boilers, energy efficiency

UC	
Holding data: HD	Library of Technical faculty „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Note: N	
Abstract: AB	This paper a detailed analysis of influential factors on the energy efficiency of the process of condensation with the condensing gas boilers in dynamic conditions. Identified the parameters which influence the increase of efficiency of the process of condensation and overall efficiency condensing boilers. A survey was done of structural and operating parameters, determined by their impact on energy efficiency and created models for the assessment of increasing the efficiency of condensing boilers in dynamic conditions.
Accepted on Senate on: AS	29 May 2008
Defended: DE	
Thesis Defend Board: (name/degree/title/ faculty) DB	
Member, President:	Zivoslav Adamovic, Ph.D., full professor, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin
Member	Snezana Dragicevic, Ph.D., full professor, University of Kragujevac, Faculty of Technical Sciences Cacak
Member	Slavica Prvulovic, Ph.D., full professor, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin
Member	Jasmina Pekez, Ph.D., profesor asisstant, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin
Member, mentor:	Miroslav Lambic, Ph. D., full professor, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin

Zahvalnica

Veliku zahvalnost dugujem svojoj porodici za podršku, strpljenje i podsticaj.

Posebnu zahvalnost dugujem mentoru prof. dr. Miroslavu Lambiću za strpljenje i pomoć u izradi ove doktorske disertacije.

Zahvaljujem se svojim kolegama za pomoć i korisne savete.

Zrenjanin, jun 2016.

SADRŽAJ

REZIME TEZE	1
POPIS SLIKA.....	3
POPIS TABELA	7
NOMENKLATURA.....	8
1. UVOD.....	11
2. METODOLOŠKI KONCEPT	15
2.1. Problem istraživanja.....	15
2.2. Predmet istraživanja.....	15
2.3. Cilj istraživanja.....	16
2.4. Hipoteza.....	17
2.5. Metode istraživanja.....	17
3. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA PREDMETNE PROBLEMATIKE	18
4. IDENTIFIKACIJA KLJUČNIH PARAMETARA ISTRAŽIVANJA	28
4.1. Karakteristike termotehničkih sistema – radni parametri.....	30
4.1.1. Toplotni bilans u gasnim kotlovima	30
4.3.2. Temperatura radnog fluida.....	39
4.3.3. Maseni protok radnog fluida	40
4.2. Konstruktivni parametri	41
4.3. Gorionik.....	42
4.4. Komora sagorevanja - ložište	44
4.5. Razmenjivač toplote.....	47
4.5.1. Razmenjivač toplote - monotermik.....	47
4.5.2. Razmenjivač toplote - bitermik.....	48
4.5.3. Rekuperator toplote.....	50
5. KRITIČKA ANALIZA KONSTRUKCIONIH I ENERGETSKIH KARAKTERISTIKA KONDENZACIONIH KOTLOVA.....	52
5.1. Kondenzacioni razmenjivači toplote	52
5.1.1. Kondenzacioni razmenjivači toplote – oblik i dizajn	55
5.1.2. Razmenjivači toplote izrađen od cevi (oreberenih i glatkih).....	55
5.1.3. Pločasti razmenjivači toplote	56
5.1.4. Liveni razmenjivači toplote.....	57
5.1.5. Ostali razmenjivači toplote	57
5.2. Materijali za izradu kondenzacionih razmenjivača toplote.....	57
5.3. Koeficijent prenosa toplote sa i bez kondenzacije	58
5.4. Temperatura tačke rose	60
5.5. Temperatura povratnog voda	63
5.6. Stepen termičkog opterećenja gasnog kotla.....	64
5.7. Termička inercija	66
5.8. Gorionici	67
5.9. Kontrola sagorevanja.....	69
5.10. Upravljanje radom gasnog kondenzacionog kotla	75

5.11. Energetska efikasnost kotlova	79
6. DEFINISANJE KONSTRUKCIONIH I RADNIH PARAMETARA KOJI UTIČU NA KONDENZACIJU VLAŽNIH PRODUKATA SAGOREVANJA U DINAMIČKIM USLOVIMA RADA	84
6.1. Opis modela.....	85
6.1.1. Adijabatska komora sagorevanja.....	85
6.1.2. Primarni razmenjivač toplote voda/gas (suvi režim rada)	87
6.1.3. Sekundarni razmenjivač toplote (kondenzacioni režim rada).....	87
6.1.4. Tercijarni razmenjivač toplote voda/spoljna okolina	88
6.1.5. Toplotna snaga i efikasnost.....	89
6.2. Tehnički podaci kotla	89
6.3. Ulazni podaci.....	93
6.4. Uticajni parametri.....	93
6.5. Izlazni podaci	94
7. DEFINISANJE ZAVISNOSTI PARAMETARA POTREBNIH ZA DIMENZIONISANJE SISTEMA ZA KONDENZACIJU VLAŽNIH PRODUKATA SAGOREVANJA U FUNKCIJI ZAHTEVA DINAMIČKIH USLOVA RADA.....	96
7.1. Modelovanje parametara sistema za kondenzaciju.....	96
7.2. Zona plamena	97
7.3. Zona komore sagorevanja i toplotnih gubitaka.....	100
7.4. Zona produkata sagorevanja	111
7.5. Simulacioni medel kondenzacionog razmenjivača toplote	113
7.6. Eksperimentalna istraživanja.....	123
7.6. Rekonstrukcija nekondenzacionog u kondenzacioni gasni kotao	135
7.7.1. Određivanje geometrijskih parametara razmenjivača toplote	138
7.7.2. Određivanje temperature povratnog voda kotla.....	140
7.7.3. Energetska efikasnost kotla u sistemu grejanja i sistemu TPV	146
8. ANALIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA	159
9. ZAKLJUČNO RAZMATRANJE.....	177
10. PREDLOG DALJIH ISTRAŽIVANJA.....	180
LITERATURA	181

REZIME TEZE

U prvom poglavlju istaknut je značaj upotrebe prirodnog gasa kao energenta, i najznačajniji pravci razvoja ovog sektora koji su dati u Strategiji razvoja energetike Republike Srbije do 2025. godine sa projekcijama do 2030. godine. Negativan uticaj sektora energetike na životnu sredinu a pre svega kvalitet voda, vazduha, zemljišta i klimatske promene (usled emisija ugljendioksida, sumpordioksida, azotnih oksida, čađi i prašine) mogu se delimično ublažiti povećanom upotrebom obnovljivih izvora energije ali se ipak najvećim delom slika lošeg stanja može promeniti primenom mera zaštite životne sredine u postrojenjima za proizvodnju energije kako u industrijskom sektoru tako i u domaćinstvima. Potrebno je isticati pozitivne primere uticaja povećanja energetske efikasnosti, i upotrebu novih tehnologija kako u sektorima proizvodnje tako i u sektorima potrošnje energije. Podršku treba obezbediti za sprovođenje mera koje za cilj imaju povećanje energetske efikasnosti, i upotrebu novih dostignuća iz oblasti energetike. Date su uvodne napomene vezane za gasne kondenzacione kotlove. Povećanje energetske efikasnosti gasnih kondenzacionih kotlova upotrebom latentne toplote koja je vezana za vlažne produkte sagorevanja, predstavlja predmet istraživanja provedenog u ovoj disertaciji.

U drugom poglavlju predstavljen je metodološki koncept istraživanja. Definisani su problem, predmet, cilj istraživanja i hipoteza. Navedene su metode istraživanja koje su upotrebljene tokom izrade disertacije.

U trećem poglavlju dat je pregled dosadšnjih istraživanja, odnosno radova koji obrađuju predmetnu problematiku. Analizom navedenih istraživanja ustanovljeno je da su osnovne jednačine konstruktivnih karakteristika kondenzacionih razmenjivača toplote definisali Colburn i Hougen (1934). Mnogi autori su se bavili proučavanjem uticaja konstruktivnih karakteristika kondenzacionih razmenjivača toplote, gasnih gorionika i konfiguracijom gasnih ložišta. Vršena je analiza uticaja navedenih elemenata na energetska efikasnost gasnih kondenzacionih kotlova. U delu literature su kao važeće osnove isticane koncepcije po kojima su razvijani modeli gasnih kondenzacionih kotlova sa naknadnom ugradnjom kondenzacionog razmenjivača toplote, ili sa izradom integralnog kondenzacionog ložišta. Gasni kotlovi sa integralnim kondenzacionim ložištem su pogodniji za primenu u realnim grejnim sistemima. Prisutna su i istraživanja računarskom simulacijom (CFD, FLUENT, BoilSim, CHEMKIN, Modellica, Matlab Simulink i sl.) kao značajna, jer pružaju mogućnost projektovanja boljih konstruktivnih i radnih parametara gasnih kondenzacionih kotlova i instalacija uopšte.

U četvrtom poglavlju identifikovani su ključni parametri od kojih zavisi energetska efikasnost gasnih kondenzacionih kotlova u dinamičkim uslovima rada. Klimatski parametri koji značajno utiču na energetska efikasnost sistema grejanja su: Sunčevo zračenje, temperature spoljnog vazduha, vlažnost vazduha i brzina vetra. Termički omotač i geometrijski parametri objekta mogu značajno uticati na efikasnost gasnih kondenzacionih kotlova. Identifikovani su radni parametri termotehničkih sistema: temperature povratnog i potisnog voda kotla, temperatura produkata sagorevanja,

temperatura spoljne okoline, temperatura ambijenta, maseni protok radnog fluida, maseni protok goriva, maseni protok produkata sagorevanja, vrsta i brzina strujanja produkata sagorevanja, masa kondenzata, potrošnja električne energije, emisija štetnih sastojaka u atmosferu i zemljište. Konstruktivni parametri karakterišu način povezivanja kotla sa sistemima za napajanje vodom, gasom i električnom energijom. Odvođenje produkata sagorevanja i nastalog kondenzata predstavljaju važan segment konstruktivnih karakteristika kondenzacionih kotlova.

U petom poglavlju predstavljena je kritička analiza postojećih rešenja elemenata od kojih se izrađuju gasni kondenzacioni kotlovi: razmenjivača toplote, gorionika, gasnih ložišta i sistema za upravljanje. Analizirani su materijali za izradu pojedinih elemenata gasnih kondenzacionih kotlova.

U šestom poglavlju definisani su konstrukcioni i radni parametri koji utiču na kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja pri dinamičkim uslovima rada. Utvrđeno je da su najuticajniji parametri za energetske efikasnost kondenzacionih kotlova: koeficijent prelaza toplote kondenzacionog razmenjivača toplote, maseni protok radnog fluida, maseni protok, brzina i način strujanja produkata sagorevanja, temperature potisnog i povratnog voda kotla. Razmatran je uticaj vrednosti masenog protoka i vrste radnog fluida na prenos toplote.

U sedmom poglavlju je definisana zavisnosti parametara potrebnih za dimenzionisanje sistema za kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja u funkciji zahteva dinamičkih uslova rada

U osmom poglavlju data je kritička analiza dobijenih rezultata istraživanja, sa objašnjenjima karakterističnih dijagrama i zaključcima iz analize na osnovu dobijenih rezultata. Teorijskom analizom je utvrđena zavisnost energetske efikasnosti kondenzacionih kotlova od uticajnih parametara. Analizom postojećih kondenzacionih kotlova utvrđena je zavisnost uštede energije i toplotnih gubitaka od konstruktivne koncepcije kondenzacionog kotla. Utvrđeno je da na energetske efikasnost kondenzacionih kotlova utiče i vrsta potrošača toplote.

U devetom poglavlju dat je pregled najznačajnijih zaključaka i rezultata disertacije, naučni doprinos disertacije.

U desetom poglavlju predstavljeni su mogući pravci daljih istraživanja.

U literaturi je dat pregled literature, i internet izvora, koji su upotrebljeni tokom izrade doktorske disertacije.

POPIS SLIKA

Slika 4.1.	Protok energije kroz gasni kotao (Rawe i Scultz, 1990).....	31
Slika 4.2.	Izgled cilindričnog gorionika (Berthold i dr., 2002).....	44
Slika 4.3.	Izgled komore sagorevanja kod gasnog kondenzacionog ložišta sa cilindričnim gorionikom (Berthold i dr., 2002).....	45
Slika 4.4.	Ultramodulacija kao način upravljanja radom gasnog kotla, (Mauro i dr., 2016).....	46
Slika 4.5.	Prikaz rasporeda temperatura i vektora brzine u vertikalnom poprečnom preseku gasnog kondenzacionog ložišta (Cheng i dr., 2008).....	47
Slika 4.6.	Razmenjivač toplote voda / gas (bitermik) (GIANNONI, 2016)...	49
Slika 4.7.	Razmenjivač toplote kondenzacionog kotla (GIANNONI, 2016)...	50
Slika 4.8.	Principijelna šema pretvaranja nekondenzacionog u kondenzacioni kotao.....	51
Slika 5.1.	Spiralni razmenjivač toplote sa ugrađenim gasnim gorionikom (izrađen od čelične cevi legirane hromom debljine zida 0,8 mm),(GIANNONI, 2016).....	56
Slika 5.2.	Struktura modela– Hanby (Makaire i Ngendakumana, 2010).....	59
Slika 5.3.	Upoređivanje računске i merene efikasnosti kotla za različite vrednosti temperature povratne vode kotla (Makaire i Ngendakumana, 2010) a) Gasni kondenzacioni kotao – b) Kondenzacioni kotao na lož ulje.....	62
Slika 5.4.	Zavisnost efikasnosti od temperature povratnog voda (ASHRAE, 2008).....	63
Slika 5.5.	Zavisnost efikasnosti od temperature povratnog voda i stepena termičkog opterećenja gasnog kondenzacionog kotla (Energy System Research Unit – University of Strathclyd, 2007).....	65
Slika 5.6.	Zavisnost efikasnosti od temperature povratnog voda i stepena opterećenja gasnog kondenzacionog kotla (Aganović, 2013).....	66
Slika 5.7.	Modelovanje razmenjivača toplote uz upotrebu CFD modela (Computational Fluid Dynamics) (Riff, 2004).....	66
Slika 5.8.	Toplotni kapacitet pojedinih komponenti dimnog gasa u zavisnosti od temperature (Person i dr., 2012).....	67
Slika 5.9.	Toplotne moći i Wobbe indeksa kod mešavina vodonika, prirodnog gasa i CH ₄	71
Slika 5.10.	Grafički prikaz rada bez upravljanja i sa SCOT sistemom upravljanja (Weishaupt, 2012)	73
Slika 5.11.	Viessmann Lambda pro sistem za kontrolu sagorevanja,	

(Viessmann, 2012).....	74
Slika 5.12. Proračunate vrednosti H ₃ O+ koncentracije jona u funkciji rastojanja jonizacione sonde od površine gorionika za različite sastave goriva (Naslund, 2012).....	75
Slika 5.13. Blok dijagram kontrole rada ventilatora.....	77
Slika 5.14. Blok dijagram kontrole protoka vazduha.....	78
Slika 5.15. Blok dijagram kontrole i upravljanja gasnim ventilom	79
Slika 5.16. Komparacija efikasnosti sistema za grejanje i gasnih kotlova nekondenzacionih-kondenzacioni (Peeters i dr., 2007).....	80
Slika 5.17. Simulacija rada gasnog kondenzacionog kotla u toku dana.....	81
Slika 6.1. Model kondenzacionog kotla (Lemort i dr., 2008).....	86
Slika 6.2. Promena efikasnosti u Steady-state režimu rada u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kotla (BRESCU, 1996).....	92
Slika 7.1. Dijagram toka za Li/Hanby model kotla (Hanby i Li, 2006).....	96
Slika 7.2. Zavisnost tačke rose od koeficijent viška vazduha.....	98
Slika 7.3. Zavisnost emisije CO i NO _x za PREMIKS gorionik kondenzacionog gasnog kotla od stepena opterećenja kotla k (%), prirodni gas $H_d = 33,338$ (MJ/Nm ³), $\lambda = 1,2$	99
Slika 7.4. Zavisnost efikasnosti od opterećenja gasnog nekondenzacionog kotla sa prirodnom i prinudnom promajom i jednostepenim upravljanjem radom gorionika.....	101
Slika 7.5. Zavisnost efikasnosti od opterećenja gasnog nekondenzacionog kotla sa prinudnom promajom i modulacionim načinom upravljanja radom gorionika.....	102
Slika 7.6. Zavisnost efektivnosti od veličine razmenjivača toplote.....	103
Slika 7.7. Zavisnost stepena kondenzacije k (-) od srednje temperature razmenjivača toplote t_m (°C).....	104
Slika 7.8. Zavisnosti efikasnosti gasnog kondenzacionog kotla η (%) u odnosu na vrednost temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C) i toplotne moći goriva (H_d i H_g).....	105
Slika 7.9. Zavisnost opterećenja gasnog kotla od spoljne temperature.....	107
Slika 7.10. Broj stepen dana za grejnu sezonu 2015/2016. godine.....	108
Slika 7.11. Pokretanje kotla (engl. Start-up) - prvi sat rada kondenzacionog kotla.....	108
Slika 7.12. Temperatura potisnog i povratnog voda kotla u period 6,30 – 23,00 sata.....	109
Slika 7.13. Zavisnost režima rada kondenzacionog gasnog kotla od spoljne temperature t_{amb} (°C), temperature tačke rose t_{rose} (°C) i zapreminskog protoka radnog fluida v (l/s).....	110
Slika 7.14. Zavisnost ukupnog koeficijenta prenosa toplote od potrošnje gasa.....	111
Slika 7.15. Komparacija konvekcije vlažan vazduh - vlažni produkti	

	sagorevanja- $t_{w,ret}=45$ (°C).....	112
Slika 7.16.	Komparacija prenosa osetne-latentne toplote - $t_{w,ret}=45$ (°C).....	113
Slika 7.17.	Zavisnost ulazne veličine u modelu od protoka radnog medijuma kotla Q_w (l/h).....	115
Slika 7.18.	Zavisnost graničnog vremena u modelu od protoka radnog medijuma kotla Q_w (l/h).....	115
Slika 7.19.	Model kontrole temperature kondenzacionog razmenjivača toplote u Matlab® Simulink® programskom paketu.....	117
Slika 7.20.	Validacija modela kotla – promenljiva ulazna temperatura.....	118
Slika 7.21.	Validacija modela kotla – konstantna ulazna temperature.....	118
Slika 7.22.	Kontrola izlazne temperature promenom protoka grejnog fluida.....	119
Slika 7.23.	Amplituda varijacije temperature kondenzacije – simulacija.....	120
Slika 7.24.	Simulacija komparacije amplituda srednjih vrednosti izlazne temperature u zavisnosti od stepena opterećenja kotla	121
Slika 7.25.	Komparacija rezultata merenja i simulacije zavisnosti stepena korisnog dejstva kotla od temperature povratnog voda kotla.....	122
Slika 7.26.	Blok šema ispitne rampe za nekondenzacione gasne kotlove sa naknadno ugrađenim kondenzacionim razmenjivačem toplote...	124
Slika 7.27.	Ispitna rampa za kondenzacione gasne kotlove, “MICROPLAN” 50 (kW).....	124
Slika 7.28.	Raspored mernih mesta za kondenzacione gasne kotlove.....	126
Slika 7.29.	Ispitna rampa za kondenzacione gasne kotlove.....	127
Slika 7.30.	. Zavisnost stepena efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla (posmatran u odnosu na Hg) i temperature povratnog voda kotla, sa maksimalnim opterećenjem kotla – 6 (%) O_2 u produktima sagorevanja.....	131
Slika 7.31.	Zavisnost efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla (posmatran u odnosu na Hg) od stepena opterećenja kotla - 6 (%) O_2 u produktima sagorevanja.....	132
Slika 7.32.	Eksperimentalno utvrđena efikasnost rada gasnog kondenzacionog kotla.....	133
Slika 7.33.	Zavisnost dobjene toplote od temperature produkata sagorevanja.....	139
Slika 7.34.	Zavisnost površine razmenjivača toplote A (m^2) od toplote kondenzacije Q_{kond} (kJ/Nm ³).....	140
Slika 7.35.	Prikaz zavisnosti srednje temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C), od srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,meseč}$ (°C).....	144
Slika 7.36.	Prikaz zavisnosti srednje temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C), od srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,meseč}$ (°C).....	145

Slika 7.37.	Zavisnost produkcije kondenzata od temperature povratnog voda – režim grejanja.....	150
Slika 7.38.	Zavisnost produkcije kondenzata od temperature povratnog voda – režim TPV.....	151
Slika 7.39.	Zavisnost produkcije kondenzata od temperature povratnog voda – režim grejanja i TPV (uporedni prikaz).....	152
Slika 7.40.	Zavisnost temperaturnog profila kondenzacionog razmenjivača toplote od masenog protoka kondenzata.....	153
Slika 7.41.	Zavisnost toplote kondenzacionog razmenjivača Q_{kond} (kJ/Nm ³) od odnosa masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} , \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-).....	154
Slika 7.42.	Zavisnost masenog protoka kondenzata \dot{m} (kg/h) od odnosa masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} , \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-).....	155
Slika 7.43.	Zavisnost potrošnje prirodnog gasa Q_{NG} (Nm ³ /h), i stepena opterećenja kotla k , od odnosa masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} , \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-).....	155
Slika 7.44.	Zavisnost efikasnosti kotla od temperature povratnog voda – režim grejanja.....	156
Slika 7.45.	Zavisnost efikasnosti kotla od temperature povratnog voda – režim TPV.....	157

POPIS TABELA

Tabela 4.1.	Vrsta korelacija za izbor turbulatora, (Eimsa-ard i Promvonge, 2011).....	36
Tabela 4.2.	Osnovne karakteristike razmenjivača toplote voda/gas – bitermik, (GIANNONI, 2016).....	49
Tabela 5.1.	Sastav i donja toplotna moć prirodnog gasa.....	60
Tabela 5.2.	Koeficijenti za krivu efikasnosti opisanu kompleksnim polinomom, (Energy System Research Unit – University of Strathclyd, 2007).....	65
Tabela 5.3.	Osobine vodonika i metana.....	70
Tabela 6.1.	Tehnički podaci kondenzacionog kotla	90
Tabela 6.2.	Opšti podaci gorionika	90
Tabela 6.3.	Svojstva prirodnog gasa	91
Tabela 6.4.	Ulazni podaci modela kondenzacionog gasnog kotla.....	93
Tabela 6.5.	Uticajni parametri modela kondenzacionog gasnog kotla.....	94
Tabela 6.6.	Izlazni podaci mogela kondenzacionog gasnog kotla.....	95
Tabela 7.1.	Ulazni, izlazni podaci i parametri kondenzacionog gasnog kotla... ..	97
Tabela 7.2.	Podaci za proračun ukupnog koeficijenta prenosa toplote UA.....	97
Tabela 7.3.	Procenjene vrednosti parametara modela razmenjivača toplote... ..	114
Tabela 7.4.	Laboratorijski uređaji i oprema za ispitivanje gasnih kotlova.....	125
Tabela 7.5.	Merena mesta i merene veličine kod gasnih kondenzacionih kotlova.....	127
Tabela 7.6.	Procedura ispitivanja kotlova.....	128
Tabela 7.7.	Parametri za ispitivanje gasnih kondenzacionih kotlova.....	129
Tabela 7.8.	Određivanje efikasnosti prema standardu EN 92/42/CEE.....	134
Tabela 7.9.	Pregled dobijene toplote kondenzacijom Q_{kond} (kJ/Nm ³).....	137
Tabela 7.10.	Ušteda gasa.....	139
Tabela 7.11.	Temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja 80/60 (°C) za period grejnih sezona 2009/2010 – 2015/2016. godine....	143
Tabela 7.12.	Rezultati merenja za rad kotlovskog postrojenja u režimu grejanja.....	146
Tabela 7.13.	Rezultati merenja za rad kotlovskog postrojenja u režimu zagrevanja potrošne vode.....	147

NOMENKLATURA

- A - površina razmenjivača toplote (m^2)
- $A \cdot U$ - ukupni koeficijent prenosa toplote (W/K)
- a_1 - koeficijent toplotnih gubitaka (W/m^2K)
- a_2 - koeficijent toplotnih gubitaka (W/m^2K)
- CV - toplotna moć (MJ/kg)
- c_p - specifični toplotni kapacitet pri konstantnom pritisku (J/kgK)
- C_p - toplotni kapacitet pri konstantnom pritisku (J/K)
- D - spoljni prečnik cevi (m)
- d_u - unutrašnji prečnik cevi (m)
- F' - efektivnost razmenjivača toplote (-)
- f - koeficijent trenja (-)
- g - gravitaciona konstnata (m/s^2)
- G - masa razmenjivača toplote (kg)
- h - specifična entalpija (J/kg)
- H - visina (m)
- h_{in} - koeficijent prenosa toplote konvekcijom (W/m^2K)
- i - broj izmena vazduha (izmena/čas)
- H_g - gornja toplotna moć goriva (MJ/kg)
- H_d - donja toplotna moć goriva (MJ/kg)
- k - stepen opterećenja gasnog kotla (-)
- K_p - ulazna veličina u sistem za simulaciju (-)
- J - energija zračenja (J)
- L - količina vazduha potrebnog za sagorevanje (m^3/s)
- L_u - ukupna dužina cevi (m)
- \dot{m}_{NG} - specifični maseni protok goriva (g/s)
- \dot{m}_w - maseni protok radnog fluida (kg/s)
- N_u - Nuselltov broj (-)
- N - električna snaga ventilatora produkata sagorevanja (W)
- n - broj obrtaja ventilatora (o/min)
- Δp - pad pritiska (Pa)
- P - pritisak (Pa)
- Pr - Prandltov broj (-)
- P - toplotna snaga (W)
- q_k - korisna toplota razmenjivača toplote po jedinici prijemne površine (W/m^2)

q	- specifični toplotni gubitak (W/m^2)
q_{uk}	- ukupni specifični toplotni gubici (W/m^2)
Q_{rad}	- toplota predata sistemu grejanja (J)
Q_b	- toplota dobijena sagorevanjem (J)
Q_{store}	- toplota akumulirana u elementima kotla (J)
Q_{lw}	- toplotni gubici elemenata kroz koje protiče radni medijum kotla (J)
Re	- Reynoldsov broj (-)
$T_{f,m}$	- srednja temperatura radnog fluida (K)
t_{rose}	- temperatura tačke rose ($^{\circ}C$)
$t_{w,ret}$	- temperatura fluida na ulazu kotao ($^{\circ}C$)
$t_{w,su}$	- temperatura fluida na izlazu iz kotla ($^{\circ}C$)
$T_{flue,in}$	- temperatura produkata sagorevanja na ulazu u razmenjivač toplote (K)
$T_{flue,out}$	- temperatura produkata sagorevanja na izlazu iz razmenjivača toplote (K)
T_w	- temperatura radnog fluida (K)
T_o	- temperatura okoline (K)
T_{flue}	- temperatura produkata sagorevanja (K)
T_{coil}	- temperatura kondenzacionog razmenjivača toplote (K)
τ_s	- granično vreme (s)
ΔT	- razlika srednje temperature fluida i temperature okoline (K)
τ	- vreme (s)
\dot{V}	- ukupni zapreminski protok (m^3/h)
U_{unf}	- ukupni koeficijent konvekcije za nepotopljeno područje (W/m^2K)
U_{fl}	- ukupni koeficijent konvekcije za potopljeno područje (W/m^2K)
\dot{v}	- specifični zapreminski protok (m^3/s)
v	- brzina fluida (m/s)
w	- brzina strujanja vazduha (m/s)
Z	- faktor kompersibilnosti gasa (-)

Grčki simboli

α	-	apsorptivna karakteristika (-)
α	-	koeficijent konvekcije (W/m^2K)
β_1	-	faktor snage ventilatora (-)
β_2	-	faktor protoka kroz sistem (-)
β_3	-	faktor uticaja pritiska struje fluida na ventilator (-)
ε_k	-	koeficijent emisije materijala (-)
η	-	energetska efikasnost kondenzacionog kotla (-)
η_{coil}	-	energetska efikasnost kondenzacionog razmenjivača toplote (-)
η_{Hd}	-	energetska efikasnost kondenzacionog kotla u odnosu na donju toplotnu moć Hd, (-)
η_{Hg}	-	energetska efikasnost kondenzacionog kotla u odnosu na gornju toplotnu moć Hg, (-)
λ_f	-	koeficijent kondukcije radnog fluida (W/mK)
λ	-	koeficijent kondukcije (W/mK)
ν	-	kinematska viskoznost (m^2/s)
ρ	-	gustina radnog fluida (kg/m^3)
ρ_w	-	gustina vode (kg/m^3)
σ	-	Štefan-Bolcmanova konstanta (J/sm^2K^4)
ζ	-	koeficijent otpora (-)
ψ	-	faktor efektivnosti (-)

1. UVOD

Najveći izazovi današnjice su pronalaženje načina da se zadovolji sve veća potreba za hranom, pitkom vodom i energijom, a da pri tom zagađenje životne sredine smanjimo na održivi minimum. Prirodni gas je najčistije i najkorisnije fosilno gorivo. Imajući u vidu raspoložive rezerve i moguću proizvodnju poslednjih decenija njegova upotreba sve više raste. Ključni faktori supstitucije nafte prirodnim gasom su cena, raspoloživost i sigurnost snabdevanja, kao i ekološke povoljnosti.

Upotreba konvencionalnih kotlova za zadovoljavanje zahteva potrošača za isporukom toplotne energije se uglavnom obavlja uz značajno zagađenje okoline u koju je konvencionalni kotao smešten. Uobičajena je praksa da se za upotrebu konvencionalnih kotlova (većih snaga) uglavnom upotrebljava ugalj kao gorivo. Međutim zbog povećanja energetske efikasnosti i smanjenja zagađenja okoline u poslednjih 20 – 30 godina sve više se grade kapaciteti u industriji i komunalnim delatnostima koji kao gorivo koriste prirodni gas, (Kovačević i dr.,2016)

Prirodni gas se nameće kao energetska izvor XXI veka. Upotreba prirodnog gasa u zemljama EU iznosi oko 25 (%) ukupne finalne potrošnje energije dok je učešće prirodnog gasa u ukupnoj finalnoj potrošnji energije u Srbiji na nivou oko 13 (%).

Analizom potrošnje prirodnog gasa za 2012. godinu u JP „SRBIJAGAS“, ne uključujući sopstvenu potrošnju, tehničke gubitke i skladište, uočava se dominantno učešće ostalih potrošača sa 47,69 (%) u ukupnoj strukturi potrošnje. Za potrošnju prirodnog gasa u Republici Srbiji karakteristična je sezonska oscilacija koja je prouzrokovana povećanim potrebama potrošača (primarno daljinski sistemi grejanja i domaćinstva) u periodu grejne sezone (prvi i poslednji kvartal kalendarske godine). Potrošnja prirodnog gasa u Republici Srbiji je oko tri puta veća u zimskim mesecima u odnosu na potrošnju u letnjim mesecima. Ova činjenica se odražava na fizički obim poslovanja svih energetskih delatnosti. Potrošači prirodnog gasa u Republici Srbiji snabdevaju se gasom iz uvoza, sa domaćih polja i po potrebi iz Podzemnog skladišta gasa „Banatski Dvor“. Količina domaćeg prirodnog gasa koja se isporučuje u sistem je konstantna tokom cele godine, i na nivou je od 1,3 miliona (Sm^3). Broj potrošača u kategoriji domaćinstva porastao je sa 241.983 u 2012. na 242.626 u 2013. godini, povećanje iznosi 0,2 (%). (Kovačević i dr., 2016)

Potrošnju energije i razvoj sektora u oblasti energetike prati Svetski energetska savet kao savetodavni organ OUN. Na osnovu prethodnih istraživanja može se zaključiti da probleme sa snabdevanjem energije mora rešiti svaka država u svetu. Najveći problemi se javljaju u zemljama u razvoju. Uprkos enormnom trudu i velikim investicijama da se do 2020. godine smanji svetska produkcija emisije CO_2 na nivo iz 1990. godine, ovaj rezultat neće biti postignut. Struktura tržišta, odnosi cena i odlučujući proces privrednog prostora sveta se mora prilagoditi potrebama investicija u energetiku. Verovatan razvoj

energetike u sledećih 20 godina (tj. približno do 2035 godine) bi trebalo bezuslovno ostvariti u okviru mogućeg trajno održivog razvoja svetske zajednice uz poštovanje potreba ekonomije, ekologije i energetike (3E).

Sredinom druge decenije XXI veka privreda i društvo u Srbiji nalaze se u dubokoj krizi. U vremenu produžene ekonomske recesije, Srbija se nalazi na nezavidnom putu u budućnost koji tek treba trasirati kao dugoročni poželjni put razvoja energetskeg sektora. Potrebno je definisati strateška opredeljenja na kojima će se zasnivati taj razvoj u narednom srednjoročnom periodu, odnosno do 2030. godine. Strategija razvoja energetike Srbije do 2030. godine treba da ponudi put tržišnog restrukturiranja i tehnološke modernizacije energetske kapaciteta Srbije, kako bi se ovaj sektor društva na vreme pripremio za dinamičan period rasta i opšte tražnje dobara i usluga, (Strategija razvoja energetike Srbije do 2025. godine sa projekcijama do 2030. godine, 2015)

Kondenzaciju produkata sagorevanja je moguće ostvariti u svim procesima, gde se vrši takvo sagorevanje da je vodena para jedan od glavnih sastojaka produkata sagorevanja. Prisustvo vodene pare je često nepoželjno i nastoji se obaviti njena eliminacija pre ulaska u trakt za odvođenje gasovitih produkata sagorevanja. Pojavljivanje vodene pare u produktima sagorevanja otvara mogućnost rekuperacije a samim tim i povećavanje stepena korisnog dejstva samog ložišta putem ostvarivanja uštede kroz upotrebu latentne toplote vlažnih produkata sagorevanja. Pored kondenzacije vodene pare iz produkata sagorevanja, ostale karakteristike rashlađenih produkata sagorevanja se bitno ne menjaju, ali umesto vodene pare pojavljuje se kondenzat na izlazu iz rekuperatora toplote. U kondenzatu se pojavljuju razni elementi od kojih su najčešće karbonske kiseline. U pogledu pH vrednosti kondenzat ne predstavlja poseban problem u njegovoj neutralizaciji i ispuštanju u prirodnu sredinu. Osnovne konstruktivne karakteristike kondenzacionih kotlova i komponenti koje služe za kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja se razvijaju veoma brzo i predstavljaju uglavnom rešenja koja se ne razlikuju bitno od nekondenzacionih kotlova. Razmenjivači toplote u kojima se vrši kondenzacija izrađuju od nerđajućeg čelika ili legura aluminijuma koje pokazuju visoku postojanost u pogledu temperatura i agresivnih sastojaka kondenzata. Osnovna komponenta svakog savremenog kondenzacionog ložišta je svakako gasni gorionik koji je izrađen sa komorom u kojoj se vrši mešanje gasa i vazduha, sa mogućnošću modulacionog režima rada u pogledu spoljnih zahteva i optimalnog termičkog opterećenja na gorioniku, (Kovačević, 2003).

Visoko učešće električne energije u potrošnji finalne energije (oko 30 (%)), pri čemu je posebno neopravdano visoko učešće električne energije u sektoru domaćinstva (preko 55 (%) od ukupne potrošnje energije u ovom sektoru) i još uvek mala potrošnja prirodnog gasa (ispod 22 (%)) u sektoru domaćinstava, predstavljaju značajan problem. Dnevne potrebe za električnom energijom u sektoru domaćinstva, su izrazito sezonskog karaktera (najveća potrošnja tokom zimskog perioda zbog njenog korišćenja za grejanje prostora) zbog čega je teško uskladiti njenu potrošnju sa proizvodnim mogućnostima elektrana i stanjem hidrologije na hidroelektranama. Tekuće stanje prekomerne potrošnje električne energije za zadovoljenje toplotnih energetskeg usluga posebno u sektoru domaćinstva, moguće je i poželjno menjati putem usklađenog razvoja sektora

prirodnog gasa. U ovom svetlu treba posmatrati i činjenicu da racionalno korišćenje energije i povećanje energetske efikasnosti korišćenja energije, uz prihvatljivi nivo ugrožavanja životne sredine, mogu da doprinesu razvoju Srbije u narednom periodu, (Lambić, 2009).

Istraživanja u ovoj disertaciji su usmerena na ulazne, izlazne veličine i uticajne parametre kondenzacionih kotlova u realnim, dinamičkim uslovima rada. Ovi parametri uključuju proračune elemenata za ugradnju u kondenzacione kotlove, cevovodnih instalacija, kontrolu rada kotla, projektovanje sistema za toplu potrošnu vodu, i određivanje instalisane snage kotla. Temperatura produkata sagorevanja kod konvencionalnih kotlova obično iznosi od 140 – 180 (°C), međutim ponekad te temperature iznose i preko 200 (°C), ovakve temperature su posledica pojave nisko temperaturne korozije, jer se na ovim temperaturama vodena para koja se nalazi u produktima sagorevanja ne kondenzuje nego se sa ostalim produktima sagorevanja izbacuje u spoljnu okolinu. Na taj način se ostvaruje najveći prenos toplote u okviru toplotnih gubitaka koji se pojavljuju u radu konvencionalnih kotlova. Početkom 70-tih godina XX veka pojavljuju se u značajnijoj meri kondenzacioni kotlovi koji su razvijani i instalirani uglavnom u zapadnoj Evropi i severnoj Americi. Kod takvih kotlova je temperatura produkata snižena i omogućava se kondenzacija vodene pare iz produkata sagorevanja, na taj način se omogućava iskorišćenje latentne toplote koja može biti iskorišćena za zagrevanje radnog medijuma iz povratnog voda sistema grejanja. Toplotna efikasnost takvih kotlova se značajno povećava. U zavisnosti od načina izračunavanja efikasnosti sagorevanja (upotreba donje ili gornje toplotne moći) stepen efikasnosti se bliži granici od 100 (%). Istraživanja su pokazala da se SO_x, NO_x, čađ i prašina skoro u potpunosti rastvaraju u kondenzatu pa se na taj način smanjuje emisija ovih štetnih sastojaka u spoljnu okolinu, (Kovačević i dr., 2016).

U toku 2001. godine u Italiji je proizvedeno i ugrađeno oko 25.000 kondenzacionih gasnih kotlova, 2002. godine proizvedeno ugrađeno je oko 40.000 kondenzacionih gasnih kotlova, dok je u 2003. zabeležen rast upotrebe kondenzacionih gasnih kotlova od 6.000 komada u odnosu na prethodnu godinu. U drugim zemljama Evropske unije situacija sa proizvodnjom i ugradnjom kondenzacionih kotlova je drugačija nego u Italiji. U Holandiji, zemlji gde su ugrađeni prvi kondenzacioni kotlovi, od 450.000 prodatih kotlova 430.000 su kondenzacioni kotlovi. U Nemačkoj u toku 2002. godine prodato je oko 300.000 kondenzacionih kotlova. U Srbiji i Crnoj Gori ne postoje tačni podaci o prodaji gasnih kotlova a proizvođači i prodavci uglavnom ove podatke čuvaju u tajnosti uglavnom iz straha od konkurencije. Prema procenama svega nekoliko desetina komada kondenzacionih kotlova je ugrađeno na području Srbije dok u Crnoj Gori i ne postoje komercijalni potrošači prirodnog gasa. U Republici Srbiji postoji od ukupnog broja potrošača prirodnog gasa svega 40 (%) raspolaže sa sistemima za centralno grejanje. U ove sisteme za centralno grejanje ugrađeni su najrazličitije moguće vrste kotlova za centralno grejanje. Nedovoljno angažovanje državnih institucija zaduženih za ovu oblast dovele su nas u poziciju da se danas kod nas ugrađuju gasni kotlovi koji su u razvijenim zemljama već odradili svoj radni vek, (Kovačević, 2006).

Uobičajeni način projektovanja kotlova u delu termičkog proračuna konvektivnog trakta ne uzima u obzir kondenzaciju vlage u produktima sagorevanja. Veoma često se kod kotlova koji su loženi gorivom koje ne sadrži sumpor koriste utilizatori toplote dimnih gasova, ali se i oni projektuju za snižavanje temperature dimnih gasova do iznad temperature tačke rose. Daljim snižavanjem temperature dimnih gasova ispod tačke rose mogu se ostvariti znatne uštedu u gorivu, ulazeći u područje između donje i gornje toplotne moći goriva. Izlazna temperatura produkata sagorevanja kod konvencionalnih gasnih kotlova je znatno veća od temperature okoline, pa se stoga pojavljuje gubitak toplotne energije koja se predaje okolini u skladu sa poznatim zakonima prenosa toplote. Ovaj gubitak toplote je moguće umanjiti dodavanjem kondenzacionog razmenjivača toplote, na ovaj način je moguće povećati efikasnost kotla. Relacije koje opisuju prenos toplote, biće predstavljene u funkciji različitih načina povezivanja kondenzacionog razmenjivača toplote u sistem za odvođenje produkata sagorevanja, i na osnovu toga će biti izvedene relacije na osnovu kojih je moguće izvršiti procenu povećanja efikasnosti gasnog kotla i potencijale u smislu uštede energije koji se na ovaj način ostvaruju. Rezultati ispitivanja pokazuju da je najekonomičnije da se temperatura produkata sagorevanja nalazi u granicama od 40–60 (°C). Konvencionalni gasni kotao se jednostavno pretvara u kondenzacioni gasni kotao dodavanjem kondenzacionog razmenjivača toplote. Upotreba radnog medijuma sistema za grejanje odnosno radnog fluida njenog povratnog voda, ili hladne potrošne vode, omogućava hlađenje kondenzacionog razmenjivača toplote. Temperatura povratnog voda radnog medijuma, ili hladne potrošne vode, je manja od tačke rose vlažnih produkata sagorevanja u najvećem delu grejne sezone, odnosno temperatura hladne potrošne vode ne prelazi 10 (°C) tokom upotrebe, (Kovačević, i dr., 2016).

Male dimenzije, lako povećanje kapaciteta, stabilnost sistema grejanja, niska emisija azotnih oksida i ugljen-monoksida, samo su neke od bitnih prednosti upotrebe kondenzacionih gasnih kotlova. Ovi kotlovi pogodni su za grejanje objekata, tople potrošne vode, kao i za podršku drugim sistemima grejanja prostora, tople potrošne vode, ili neke druge tehnološke potrebe. Zahvaljujući upotrebi latentne toplote goriva, tj. kondenzacionom principu rada, povećan je stepen korisnosti kotla, a ostvarene su uštede u pogonskim troškovima, u odnosu na kotlove sa klasičnim ložištem u iznosu od 30 (%) ukupnih pogonskih troškova. Kada je reč o ekologiji, važno je istaći da kondenzacioni kotlovi imaju najnižu emisiju azotnih oksida i ugljen monoksida i da su u potpunosti u skladu sa direktivama EU koje se odnose na smanjenje potrošnje energije i zaštitu životne sredine.

Povećanje cene prirodnog gasa i visok stepen energetske efikasnosti uticali su na potrošače prirodnog gasa da se opredele za kupovinu i ugradnju gasnih kondenzacionih kotlova koji imaju značajno višu cenu u odnosu na gasne nekondenzacione kotlove. Donošenjem zakonskih i podzakonskih rešenja mnoge vlade u svetu utiču na porast prodaje kondenzacionih gasnih kotlova (Warren, 2007).

Ugradnja, laboratorijski testiranih, visoko efikasnih, gasnih, aparata u mnogim državama je stimulisana odgovarajućim poreskim olakšicama.

2. METODOLOŠKI KONCEPT

2.1. Problem istraživanja

Kondenzacija vlažnih produkata sagorevanja je fenomen kojem se u termoenergetici posvećuje posebna pažnja. Koncept kondenzacije bazira se na oduzimanju toplote produktima sagorevanja, do fazne promene, time se latentna toplota fazne promene može iskoristiti u termičkim procesima.

Osnovni problemi procesa kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, kod kotlova različitih tipova i konstrukcija, se zasnivaju na nedovoljno istraženim procesima koji se odvijaju u ložištima kotlova. Različite koncepcije kotlova, tehnologije proizvodnje, vrste upotrebljenih materijala, eksploatacioni zahtevi i pogodnost primene kotlova je direktno povezana sa efikasnošću njihovog rada.

Istraživanja u ovoj oblasti su veoma kompleksna, zbog čega u stručnoj i naučnoj literaturi ne postoji dovoljno validan i opšte primenljiv sistem koji će definisati uticaje brojnih faktora i kriterijuma, i njihovu interakciju u pogledu uticaja različitih konstruktivnih koncepcija i režima rada kotlova u dinamičkim uslovima rada. U tom smislu relevantna problematika je vezana za uzročno-posledična dejstva radnih i konstruktivnih parametara kotla sa aspekta postizanja povećanja njegove energetske efikasnosti.

2.2. Predmet istraživanja

Predmet istraživanja su konstruktivne koncepcije ložišta (gorionik, komora sagorevanja, razmenjivač toplote) koja se ugrađuju u kotlove, i ispitivanje njihovih mogućnosti za rad u kondenzacionom režimu rada. Ložišta se mogu podeliti na dva osnovna tipa u zavisnosti od načina ostvarivanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja:

- ložišta kod kojih se kondenzacija produkata sagorevanja ostvaruje naknadnom ugradnjom razmenjivača toplote (rekuperatora) u trakt za odvođenje produkata sagorevanja i

- ložišta kod kojih se direktno ostvaruje kondenzacija vlažnih produkata sagorevanja (integrisano kondenzaciono ložište).

Proizvođači i konstruktori kotlova često koriste empirijska iskustva koja nisu dovoljno egzaktna za definisanje geometrijske forme elemenata koji se ugrađuju u kotlove (gorionik, ložište, dimni trakt, razmenjivač toplote, osigurači strujanja, ventilatori za odvođenje produkata sagorevanja, sistem za odvođenje nastalog kondenzata u ložištu i sl.). Empirijska iskustva nisu univerzalno primenljiva sa aspekta

povećanja energetske efikasnosti svih kotlova. Veoma često kotlovi nisu prilagođeni za rad u pojedinim situacijama, za različite namene i uslove koji vladaju pri dinamičkoj (realnoj) promeni uslova rada. Ovo ima za posledicu nižu energetska efikasnost kotla, nedovoljno racionalno iskorišćenje energije i druge posledice vezane za zaštitu životne sredine, ekonomičnost i otplativost sistema.

Dinamički uslovi rada ovakvih kotlova su veoma kompleksni i zavise od mnogobrojnih faktora, koji u dosadašnjim istraživanjima nisu dovoljno analizirani. Različite geometrijske konfiguracije ložišta kotlova, izbor materijala za njihovu izradu, vrsta sagorevanja, način odvođenja produkata sagorevanja, nisu do sada značajnije analizirani u dosadašnjim istraživanjima sa aspekta dinamičke promene uslova rada.

Prilikom dosadašnjih istraživanja nije postignut dovoljno validan i opšte prihvatljiv model koji će definisati uticaje brojnih faktora i kriterijuma, i njihovu interakciju u pogledu uticaja različitih konstruktivnih koncepcija i režima rada koji će omogućiti veću efikasnost kotlova u dinamičkim uslovima rada. U tom smislu relevantna problematika je vezana za uzročno-posledična dejstva radnih i konstruktivnih parametara kotla sa aspekta postizanja povećanja njegove energetske efikasnosti.

2.3. Cilj istraživanja

Cilj istraživanja je definisanje modela kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, istraživanje uticaja radnih i konstruktivnih parametara kotla (gorionik, komora sagorevanja, razmenjivač toplote, dimni trakt, dimovod ili dimni kanal, pribor za odvođenje produkata sagorevanja, ventilator za odvođenje produkata sagorevanja, i dr.) sa aspekta povećanja energetske efikasnosti.

U okviru istraživanja kao jedan od podciljeva koji omogućavaju realizaciju cilja istraživanja, odnosno povećanje energetske efikasnosti kotla, predstavlja ispitivanje uticaja radnih i konstrukcionih parametara kotla (brzina strujanja produkata sagorevanja, karakter strujanja produkata sagorevanja, gorionik, komora sagorevanja, razmenjivač toplote, dimni trakt, i dr.) na pojavu i obim kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja.

Cilj istraživanja je da se ispituju razne geometrijske konfiguracije ložišta gasnih kotlova i utvrdi uticaj promene geometrijskih karakteristika ložišta kotla na radne parametre. Stvaranje kondenzata vlažnih produkata sagorevanja kod gasnih kotlova doprinosi povećanju energetske efikasnosti kotla. Povećanjem energetske efikasnosti kotla pored povoljnijih eksploatacionih karakteristika u smislu smanjenja potrošnje goriva, smanjuje se i emisija štetnih sastojaka u okolinu.

Podizanjem energetske efikasnosti rada kotlova ostvarili bi se sledeći sporedni ciljevi:

- smanjila bi se emisija štetnih gasova u životnu sredinu a time dolazi i do smanjenje efekta staklene bašte i klimatskih promena;
- smanjila bi se energetska zavisnost zemalja u svetu;
- primena ovakvih instalacija za zagrevanje tople potrošne vode bila bi ekonomski prihvatljivija, te bi na tržištu porasla potražnja za njima i
- porast potražnje uticao bi na razvoj tehnologije za proizvodnju kondenzacionih kotlova i na zapošljavanje stanovništva.

2.4. Hipoteza

Energetska, odnosno termodinamička efikasnost kondenzacionog gasnog kotla određene konstrukcije je promenljiva karakteristika i kreće se od 88 (%) ka maksimalnoj efikasnosti koja iznosi oko 98 (%). Zavisi od kvaliteta gasnog goriva, temperature povratnog voda radnog medijuma, temperature okoline, masenog protoka radnog fluida, i masenog protoka produkata sagorevanja. Pretpostavka je, da je za dati trenutak, moguće ostvariti najvišu moguću efikasnost kod konkretnog gasnog ložišta – gasnog kondenzacionog kotla.

Pretpostavka je da se usklađivanjem dinamičkih i eksploatacionih karakteristika gasnog ložišta u dinamičkim uslovima rada sa realnim i dinamičkim karakteristikama potreba potrošača – može obezbediti viša energetska efikasnost konkretnog kotla u datim okolnostima.

2.5. Metode istraživanja

U disertaciji su kombinovane teorijske, simulacione i eksperimentalne metode u cilju razvoja novih originalnih modela za ocenu povećanja energetske efikasnosti gasnih ložišta – gasnih kondenzacionih kotlova.

3. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA PREDMETNE PROBLEMATIKE

Gasni kotlovi sa kondenzacijskim ložištem se danas sve više koriste u savremenim instalacijama za zagrevanje prostora i potrošne vode, njihova konstrukcija nije se značajno menjala poslednjih dvadesetak godina. Smatra se da ovi gasni kotlovi imaju relativno visok stepen energetske efikasnosti. Ispitivanja koja su sprovedena imala su za cilj da smanje toplotne gubitke i povećaju energetske efikasnost kod gasnih kondenzacionih kotlova.

Kondenzacija vlažnih produkata sagorevanja počela je da se izučava još daleke 1930. godine, zahvaljujući problemu koji se javio u pogledu formiranja kondenzata u dimnjacima. Do 1970. godine istraživači su se uglavno bavili problemima koji su bili povezani sa neželjenom kondenzacijom i njenim posledicama na dimnjacima. Posebnu pažnju su izazivala gasna ložišta i materijali od kojih su izrađeni dimnjaci u pogledu otpornosti na koroziju, kako je to u svojim istraživanjima naveo **Hindin¹ (1988)**. Energetska kriza koja je zadesila ceo svet, posebno je pogodila Evropu. Kao mogući izlaz iz energetske krize pojavila se mogućnost povećanja potrošnje prirodnog gasa u Evropi. Kao posledica energetske krize koja je skrenula pažnju na potrošnju energije, pojavljuju se istraživanja u cilju povećanja energetske efikasnosti, a sa tim tendencijama počela je i pojava kondenzacionih gasnih uređaja.

Kanadski proizvođač gasnih kotlova „Lucas Rotax“ Ltd. napravio je prvi gasni kondenzacioni kotao za zagrevanje prostora. Gasni kondenzacioni kotlovi su prvi put proizvedeni kasnih pedesetih godina XX veka i u njih je bio ugrađen pulsni gorionik. Važna napomena je da su ovi gasni kotlovi vazduh za sagorevanje uzimali iz spoljne okoline objekata u koji su bili ugrađeni. Procenjeni broj proizvedenih gasnih kondenzacionih kotlova do 1966. godine je bio oko 700 komada.

Američki istraživači a posebno **Krik² (1974)** naveo je da se gasni uređaji ne mogu koristiti sa većom energetske efikasnošću od 90% (posmatrano u odnosu na gornju toplotnu moć) bez upotrebe latentne toplote produkata sagorevanja, odnosno kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja. On je sproveo istraživanje za Američko udruženje za gas (*eng. American Gas Association*) o kondenzacionom gasnom ložištu sa razmenjivačem toplote koji je bio izrađen od čeličnog materijala legiranog hromom (*eng. stainless steel*). Temperatura produkata sagorevanja je iznosila 49 (°C). Kao i kod kanadskih proizvođača kondenzacionih gasnih kotlova i njegov gasni kondenzacioni kotao je bio izrađen sa pulsni gorionikom. Hlađenje produkata sagorevanja, a time i kondenzacija vlažnih produkata sagorevanja, je vršena tako što su produkti sagorevanja vođeni preko rezervoara koji je sadržao hladnu potrošnu vodu.

¹ Hindin, B., Bibliography on Design for Corrosion Resistance in Gas Appliances with Emphasis on Condensing Heat Exchanger, Gas Appliances Technology Center, January 1988, GRI-88/0010 548-552

² Krik, W.B., Current Activity in Appliance Design, Proc. 3rd Conf. on Natural Gas Research and Technology, Dallas, March 1974

Francuska istraživanja vezana za kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja počinju sedamdesetih godina XX veka kada se spominju prva iskustva sa dva dodatna razmenjivača toplote koji su ugrađeni na kotlovima koji su imali instalisanu snagu od po 1,2 (MW), kotlovi su bili namenjeni za zagrevanje bazena za plivanje. Istraživanje je započeto 1970. godine kada je izrađen prvi prototip, a već 1971. godine je izvršena ugradnja dodatnih razmenjivača toplote koji su postojećim gasnim kotlovima omogućavali rad u kondenzacionom režimu rada. Vodeći francuski istraživač je bio **Field³ (1974)**.

Nemačka kompanija za distribuciju prirodnog gasa „**Ruhrgas**“ je izvršila ispitivanje uslova naknadne dogradnje kondenzacionog razmenjivača toplote i o tome je 1976. godine, nemački istraživač **Rado⁴ (1976)** objavio rezultate istraživanja. Ispitivanja su izvršena sa gasnim kotlom koji je imao instalisanu snagu od 1 (MW). Izračunate su vrednosti efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla od 101,2 (%) (posmatrano u odnosu na donju toplotnu moć gasa). Dobijeni kondenzacioni gasni kotao je posle eksperimenta bio u pogonu nekoliko godina, njegova upotreba je takođe bila za zagrevanje bazena za plivanje (bazeni za plivanje su pogodni kao toplotni potrošači zbog niske temperature povratnog voda u sistemu zagrevanja).

Istraživanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja su vršena i u drugim razvijenim zemljama Evrope. Istraživači u Holandiji i Velikoj Britaniji su takođe razvili svoje modele gasnih kotlova. Istraživanja su vršena u istraživačkim centrima velikih kompanija kao što su „**Gasunie Research**“ i „**British Gas**“. U Holandiji je 1979. godine predstavljen gasni kondenzacioni kotao holandskog proizvođača. Prototip je imao dva razmenjivača toplote. Osnovni podaci koji su dobijeni u istraživanju brzo su preneti holandskim proizvođačima gasnih kotlova. U toku 1981. godine na tržištu Holandije pojavilo se deset proizvođača gasnih kondenzacionih kotlova sa sopstvenim modelima u pogledu konstruktivnih karakteristika ložišta i razmenjivača toplote. Institut za istraživanje **VEG-Gasinstituut** je razvio novi prototip gasnog kondenzacionog kotla koji su u svom radu istražili **Bootsma i Meijnen⁵**.

Rezultati istraživanja koja su sprovedena u Velikoj Britaniji saopštena su na konferencijama udruženja Međunarodne unije istraživača iz oblasti gasa (*eng. **International Gas Research***) u toku 1986. i 1989. godine. Na ovim skupovima su rezultate svojih istraživanja u oblasti gasnih, zidnih, kondenzacionih kotlova, u pogledu evaluacije rada gorionika i upravljanja gasnim gorionicima, saopštili vodeći britanski istraživači **Searle i Allen⁶ (1986)**. **Hargreaves i Patterson⁷ (1988)** su se takođe bavili

³ Field, A. A., Reclaiming latent heat in flue gases, Heating, Piping and Air Conditioning, October 1974, pp. 85 - 90

⁴ Rado, L., Die „Totale Energienutzung“ 100% Wirkungsgrad? Die Brennwertnutzung bei gasgefeuerten von Warmeerzeugern, Gas Wärme International, 25 (1976), No. 7/8, pp. 378-382

⁵ Bootsma, D., Meijnen, A. J., Developments in Modulating Combustion Systems for Domestic Central Heating Boilers, Preprints 1992. International Gas Research Conf., Orlando Florida, November 1992

⁶ Searl, M. and Alen, C. G., Development and Evaluation of High Efficiency Boiler, Preprints 1986, Int. Gas Research Conf., Toronto, September 1986

⁷ Hrgreaves, K. J. A., and Patterson, M. C., Advanced Combustion Systems for High Efficiency Domestic Appliance, Preprints 1986, Int. Gas Research Conf., Toronto, September 1986

izborom i upavljanjem rada gorionika. **Stevens i Morgan**⁸ (2009) su sprovodili studije da bi procenili i uporedili razne materijale koji su bili upotrebljavani za proizvodnju gasnih kondenzacionih kotlova.

Posebno važne konferencije za primenu znanja o proizvodnji gasnih kondenzacionih kotlova održane su dva puta pod nazivom „**Kondenzacioni razmenjivači toplote - CHX**“ (eng. **Condensing Heat Exchangers - CHX**), 1982. godine u Atlanti (SAD) i u Kolumbusu (Columbus, Ohio, SAD) 1987. godine.

Koot, Schweitzer, de Wit, i Paulsen⁹ (1994) su predstavili različite metode proračuna godišnje efikasnosti rada gasnih kondenzacionih kotlova. Razvijen je računarski program za izračunavanje sezonske i godišnje efikasnosti rada gasnih kotlova u domaćinstvima pod nazivom „**BoilSim**“. Ovaj program je imao mogućnosti da izračunava potrošnju energije različitih sistema centralnog grejanja u pogledu radnih uslova.

Izradom numeričkih modela za laminarno sagorevanje mešavine metan-vazduh pod uticajem električnog polja salabe struje pomoću programskih paketa **CHEMKIN** premiks kod i **ANSIS CFKS** su se bavili istraživači **Starikowskii, Skoblin, i Hammer**¹⁰ (2008)

Upotreba kondenzacione tehnologije je danas veoma rasprostranjena. **Makaire, Ngendakumana**¹¹ (2010) su izradili model koji predviđa termičke performanse kondenzacionih gasnih kotlova. Struktura modela je slična modelu za konvencionalne gasne kotlove. Razlika u modelima je u dodavanju kondenzacionog razmenjivača toplote za upotrebu latentne toplote koja je sadržana u vlažnim produktima sagorevanja, kod kondenzacionih gasnih kotlova. Ispitivanje je izvršeno na instalacijama koje su izvedene u dva domaćinstva čija je instalisana snaga kotlova iznosila 24 (kW). Kao pogonska goriva upotrebljeni su prirodni gas i lako lož ulje. Upoređeni su eksperimentalni rezultati sa predviđenim rezultatima iz teorijskog modela i utvrđeno je znatno poklapanje rezultata, ako se u obzir uzmu rezerve zbog grešaka koje nastaju pri merenju. Svoj rad su nastavili u cilju izrade računarskog programa koji bi pomogao inženjerima koji se bave termodinamičkim proračunima ložišta kotlova, u njihovom svakodnevnom radu.

Ivanović¹² (2005) je predstavio svoj rad na zonalnom metodu termičkog proračuna ložišta. Predstavljeni model je univerzalan za sve vrste goriva, i oslanja se na numerički simulacioni model, kod kojeg je moguće izvršiti simulaciju protoka, prenosa mase i fenomena sagorevanja kod kotlova i pomoćne opreme. Modelovanje je izvršeno upotrebom **CFD** softvera (**Computational Fluid Dynamics**).

⁸ Stevens, R. L., and Morgan, G.C., Materials for High Efficiency Appliance, Preprints 1986, Int. Gas Research Conf., Toronto, September 1986

⁹ Koot, M., Schweitzer, J. de Wit, J., Paulsen, O., Annual efficiency calculation - A comparison between various methods IGU/E4 1994

¹⁰ Starikowskii, A., Skoblin, M., and Hammer, T., Influence of Weak Electric Fields on the Flame Structure, 20th Journées d'Études, 6-8 May 2008, Ghent, Belgium

¹¹ Makaire, D., Ngendakumana, P., Thermal performances of condensing boilers 32nd TLM - IEA Energy Conservation and Emissions Reduction in Combustion July 24-29, 2010 - Japan (Nara)

¹² Ivanović, V., Reliable Simple Zonal Method of the Furnace Thermal calculation, Thermal Science Vol. 9 (2005), No. 2, pp. 45-55

Spiegelhauer, Persson, Kildsig¹³ (2000) su u izvršili istraživanje uticaja korozije na svim elementima i materijalima koji su se upotrebljavali kod Danskih proizvođača kondenzacionih kotlova. Kao rezultat njihovog istraživanja zabranjena je upotreba aluminijuma za izradu dimovodnih pribora kod kondenzacionih kotlova.

Näslund¹⁴ (1993) je predstavio svoja istraživanja o gasnim kondenzacionim kotlovima za upotrebu u domaćinstvima, i načine kako je moguće izvršiti modelovanje pojedinih elemenata sistema centralnog grejanja u kojim glavnu ulogu zauzima kondenzacioni gasni kotao.

Perrin, Garnaud, Lasagni, Hasko, Fairweather, Levinsky, Rolon, Martin, Soufiani, Volpp, Dreier i Lindsted¹⁵ (1998) su bili učesnici **TOPDEC** projekta, koji je predstavljao saradnju vodećih evropskih instituta za gasnu tehnologiju, imao je cilj da osmisli izradu novih alata i metodologije za projektovanje i izradu gasnih gorionika za gasne kotlove koji se upotrebljavaju u domaćinstvu. Rezultate svog istraživanja objavili u časopisu „**Appliance Engineer**“ (1999).

Primena metoda **Particle Image Velocimetry (PIV)** kod gorionika koji su namenjeni za upotrebu u domaćinstvima i industriji je predstavljena u radu italijanskih istraživača **Araneo, Coghe, Cozzi, Olivani, i Solero¹⁶, (2006)**. Efikasnost sagorevanja i emisija štetnih produkata sagorevanja gorionika su povezane sa dinamikom fluida mešavine gasa i vazduha, koji se upotrebljava pri sagorevanju.

Eksperimentalna proučavanja upotrebe latentne toplote vlažnih produkata sagorevanja vršili su **Li, Xiaoping, Sun, Peng¹⁷ (2002)**. Eksperimentalna istraživanja su bila usmerna na ispitivanje prenosa toplote vlažnih produkata sagorevanja u vertikalnoj cevi. Utvrđeni su faktori koji utiču na pojavu kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja i izvršeno je njihovo eksperimentalno merenje.

Ispitivanje **CFD** simulacija metan **JET** gorionika su izvršili **Perković, Baburić, Priesching i Duić¹⁸ (2004)**. Oni su putem računarskih simulacija uz pomoć programskog alata **CFD** izradili modele sagorevanja mešavine metana i vazduha kod **JET** gorionika.

¹³ Spiegelhauer, B, Persson, P., Kildsig, M., 2000 A Study of Corrosion in Balanced Flues Depending on Operation Conditions, Danish Gas Technology Centre

¹⁴ Näslund, M., A Calculation method for thr Prediction of Part-Load Efficiency of Domestic Gas Boiler, Swedish Gas Association Annual Meeting, September 1993

¹⁵ Perrin, M., Garnaud, A., Lasagni, F., Hasko, S., Fairweather, M., Levinsky, H., Rolon, J.C., Martin, J.P., Soufiani, A., Volpp, M., Dreier, T., i Lindsted, R.P., 1999. Tools and Methodologies for Natural Gas Domestic Burner and Boiler Design, Appliance – European Edition, November 1999

¹⁶ Araneo, L., Coghe, A., Cozzi, F., Olivani, A., i Solero, G., 2006, Natural Gas Burners for Domestic and Industrial Appliances. Application of the Particle Image Velocimetry (PIV), Technique Volume 112 of the series Topics in Applied Physics, pp 245-257

¹⁷ Li J., Xiaoping L., Sun, j., Peng X., 2002, An experimental study on latent heat recovery of exhaust wet flue gas, Journal of Thermal Science, May 2002, Volume 11, Issue 2, pp 144-147

¹⁸ Perković, L., Baburić, M., Priesching, P., i Duić, N., 2009, CFD Simulation of Methane Jet Burner, Proceedings 4th European Combustion Meeting, Vienna, Austria, 2009.

Ritter i Benke¹⁹ (2000) su pripremili pregled aktuelnih trendova na austrijskom tržištu opreme za grejanje, sa posebnim osvrtom na uticaj energetski efikasnih tehnologija, čiji je poseban fokus dat na energetski efikasne gasne aparate. Poređenja različitih tehnologija se zasnivaju na njihovoj energetskoj efikasnosti, a izvedena su pomoću programskog paketa **TEMIS Model 1**.

Na problemima modelovanja sistema centralnog grejanja u stambenim objektima svoj doprinos su dali **Masy i Lebrun²⁰**. Cilj njihovog rada je bio da se izrade modeli individualnih i kolektivnih stambenih objekata. Istraživanje su izvršili proučavanjem dve porodične kuće, i jedne stambene zgrade. Upotrebom pogodnih računarskih softvera prikupili su podatke o parametrima svih posmatranih objekata koje su naknadno analizirali. Nakon analize izvršena su nova podešavanja parametara rada gasnih kotlova u smislu protoka i temperature potisnog voda i potrošnje prirodnog gasa.

Bertagnolio, Lemort, i Lebrun (2008)²¹ su predstavili pojednostavljen model građevinskih objekata u cilju pomoći inženjerima koji se bave proučavanjem osobina građevinskih objekata sa aspekta povećanja energetske efikasnosti zgrada i opreme za instalacije centralnog grejanja koje se u njih ugrađuju. Ovaj projekat je sproveden uz pomoć i podršku valonskog regiona u Belgiji i sastavni je deo programa **Inteligentna energija Evrope** koji podržava Evropska komisija.

Izrada modela prenosa toplote zračenjem u kotlovskom ložištu je problem koji su izučavali **Bordbar i Hyppänen²² (2007)**. Upotrebom zonalne metode i analize ložišta gasnog kotla i primenom **CFD** programskog paketa izrađen je model ložišta gasnog kotla. Rezultati dobijeni proverom izrađenog modela i eksperimentalna istraživanja prenosa toplote zračenjem u ložištu gasnog kotla pokazala su poklapanja velikoj meri.

Hanby i Li²³ (2006) su izvršili ispitivanje i upoređivanje termičkih karakteristika nekondenzacionih i kondenzacionih kotlova. Dobijene rezultate istraživanja su dalje primenjivali za razvoj njihovog četvorozonskog modela gasnog kondenzacionog kotla. Eksperimentalno istraživanje izvršeno u cilju ispitivanja uticaja termo-strujnih veličina i geometrije međucevnog prostora na intenzitet razmene toplote kod dobošastih razmenjivača toplote.

¹⁹ Ritter, H., i Benke, G., E.V.A., Natural gas for domestic appliances in Austria -Future perspectives and the potential of energy efficient technologies the Austrian Energy Agency, SAVE-Conference Energy Efficiency in Household Appliances and Lighting in Naples/Neapel, Italy (27-29 Sep. 2000)

²⁰ Masy, G., i Lebrun, J., Modelling of Residential Buildings and Heating Systems, 9th International Conference on System Simulation in Building, SSB 2014 Liege, December 10-12, 2014

²¹ Bertagnolio, S., Lemort, V., Lebrun, J. (2008) Development of a simplified building-HVAC system model with the help of an engineering equation solver. Seminar: Use of equation solvers for simulation. Chair: M.Wetter, LBNL, Berkeley, CA. Sponsor: TC4.7 Energy Calculations.

²² Bordbar, M.H., i Hyppänen, T., Modeling of Radiation Heat Transfer in a Boiler Furnace, Adv. Studies Theor. Phys., Vol. 1, 2007, no. 12, 571 - 584

²³ Hanby, V.I., i Li, G., Modeling the Thermal and Emissions Performance of Commercial Boilers, International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research 3(2): 101-111.

U radu istraživača **Radojković, Ilić, Stevanović, Vukić, Mitrović i Vučković²⁴ (2003)** posebna pažnja posvećena je ispitivanju uticaja veličine okna pregrade na toplotnu efikasnost aparata. U svom radu su prikazali iterativnu proceduru za određivanje geometrije dobošastih razmenjivača toplote bazirana na pripisanom padu pritiska procesnih fluida, a zatim je primenom **CFD** tehnike izvršen termo-hidraulički proračun i optimizacija usvojene geometrije razmenjivača toplote. U njihovim radovima su razmatrana trodimenzionalna strujanja fluida i razmena toplote u dobošastom razmenjivaču toplote. Primenjen je koncept porozne sredine. Upotrebljena su tri turbulentna modela. Određena su brzinska i temperaturna polja procesnih fluida u omotaču i cevima razmenjivača toplote. Proračun je izvršen primenom programskog paketa **PHOENICS-a 3.3**.

Modelovanje energetske potrošnje u domaćinstvima u SAD obavili su istraživači **Lutz, Dunham-Whitehead, Lekov, i McMahon²⁵ (2004)**, oni su prikazali troškove i specifičnu potrošnju energije za sve kućne aparate koji se pojavljuju u sistemima centralnog grejanja ili zagrevanja potrošne vode bez obzira koju vrstu energije koju upotrebljavaju u toku rada.

Liao i Parand²⁶ (2002) su razvili inovativni kontroler koji upravlja radom kotla. Dinamički modeli gasnog i uljnog kotla, koji se upotrebljavaju u komercijalne svrhe, su integrisani sa ostalim modelima koji predstavljaju ostale elemente sistema centralnog grejanja, stvoren je simulator rada kotla. Eksperimentalni podaci koji su dobijeni poslužili su im za proveru rada modela kotla. Razvoj modela je sproveden u okviru projekta Evropske komisije sa ciljem da se poboljša ukupna efikasnost sistema za zagrevanje vode. Simulacija je u daljem radu upotrebljena za razvoj inovativnog kontrolera za upravljanje radom gasnih i uljnih kotlova.

Rapaić²⁷ (2009) analizira tržište energenata u Evropi kroz prikaz ukupne potrošnje energenata kao i proizvodnje energenata u Evropskoj uniji. Potreba Evropske unije za prirodnim gasom i sirovom naftom predstavlja osnovni činilac zbog koga je Rusija i dalje ključni faktor na evropskom energetsom tržištu. Evropska unija pokušava da zaobiđe Rusiju uvozom sirove nafte i prirodnog gasa iz zemalja kao što su: Norveška, Saudijska Arabija, Alžir, Libija, Nigerija i Irak, ali Evropa je i dalje visoko zavisna od ruskih eneregenata. Uzimajući ove činjenice u obzir, Srbija je prepoznala svoj ekonomski

²⁴ Radojković, N., Ilić, G., Stevanović, Ž., Vukić, M., Mitrović, D., i Vučković, G., Experimental Study on Thermal and Flow Process in Shell and Tube Heat Exchangers - influence of baffle cut on heat exchange efficiency - Facta Universitatis Series: Mechanical Engineering Vol. 1, No 10, 2003, pp. 1377 - 1384

²⁵ Lutz, J., Dunham-Whitehead, C., Lekov, A., i McMahon J., Modeling Energy Consumption of Residential Furnaces and Boilers in U.S. Homes, Energy Analysis Department Environmental Energy Technologies Division Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California, February 2004, U.S. Department of Energy, under Contract No. DE-AC03-76SF00098.

²⁶ Liao, Z., i Parand, F., A Dynamic Model of Commercial Gas and Oil Burned Boilers. Proceedings of Conference on Advanced Building Technology, November 2002, Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong.

²⁷ Rapaić, S., Tržište energenata u Evropskoj uniji i interesi Srbije, Vol. LXI, br. 4, str. 515-535 Izvorni naučni rad, Novembar 2009.

i politički interes u mogućnosti da postane strateški partner sa Evropskom unijom kao tranzitna zemlja za ruski gas i naftu.

Istraživanje primene turbulatora u ložištu gasnog kotla uz pomoć analize eksergija izvršili su **Ayhan i Demirtas²⁸(1997)**. Oni su u svojim eksperimentima ubacili dodatnih 200 komada turbulatora u ložište kotla i izvršili merenja termodinamičkih veličina u radu kotla sa geometrijski izmenjenim ložištem.

U toku istraživanja industrijskog postrojenja koje je sprovedeno u kotlarnici „Imanta“ ugrađen je pasivni kondenzacioni ekonomajzer snage 10 (MW), na gasni kotao čija je instalisana snaga 116 (MW). U svom radu **Ziemele, Blumberga, Talcis i Laicane²⁹ (2011)** detaljno opisuju šemu rada i termodinamičke veličine koje su merene u toku istraživanja. U svom radu obrađuju podatke iz perioda rada od 2010 – 2011. godine.

Mauro, Maiorino i Aprea³⁰ (2016) su proučavali ulogu modulacionog režima rada kod gasnih kondenzacionih kotlova. Ispitivanja su izvršena za četiri različita klimatska regiona u Italiji. Raspon modulacionog režima rada kod standardnih gasnih kotlova se kreće u rasponu 1:10, istraživanja navedena u ovom radu su obavljena sa rasponima modulacionog režima rada od 1:15, do 1:40. Uočeno je da povećanje opsega modulacije utiče na povećanje efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla jer se smanjuju gubici zbog čestog uključivanja i isključivanja rada kotla na zahtev za isporukom toplote za zagrevanje prostora ili potrošne vode.

Ugradnju kondenzacionih gasnih kotlova u Grčkoj za zagrevanje stambenog prostora razmatrali su **Bonaros, Gelegenis, Harris, Giannakidis i Zervas³¹ (2013)** i došli su do zaključaka: moguća je upotreba kondenzacionih gasnih kotlova samo u područjima Grčke gde je izrađena gasna infrastruktura, potrebno je radi ekonomske isplativosti, i u zavisnosti od regiona Grčke, kombinovati upotrebu kondenzacionog gasnog kotla sa nekim drugim izvorima energije (toplotna pumpa, solarno postrojenje i sl.). Period otplativosti investicije u gasni kotao varira od regiona do regiona i iznosi od 3 – 5 godina. Na upotrebu kondenzacionih kotlova znatno utiču cene električne energije i prirodnog gasa koje su na grčkom tržištu veoma promenljive.

Istraživanja mogućnosti sagorevanja gasnih goriva, i zamene vrste gasa predviđenog za sagorevanje u pojedinim gorionicima uz neophodan podatak o Wobbe indeksu gasova koji se međusobno menjaju, predstavljaju osnovu proučavanja, da li se ostvaruju potpuna ili nepotpuna sagorevanja u gasnom ložištu. Na ovaj način se utiče na efikasnost sagorevanja, ali i na ukupnu efikasnost gasnog uređaja u celini. Istraživanja su

²⁸ Ayhan, B., Demirtas, C., Investigation of Turbulators for Fire Tube Boilers Using Exergy Analysis, Turk J Engin Environ Sci25 (2001) , 249 - 258.

²⁹ Ziemele, J., Blumberga, D., Talcis, N., i Laicane, I., Industrial Research of Condensing Unit for Natural Gas Boiler House, Environmental and Climate Technologies 2012 / 10

³⁰ Mauro, A., Maiorino, A., i Aprea, C., The ultramodulating gas boiler as an opportunity for domestic energy saving, International Journal of Ambient Energy, January 2016

³¹ Bonaros, V., Gelegenis, J., Harris, D., Giannakidis, G., i Zervas, K., Analysis of the Energy and Cost Savings Caused by Using Condensing Boilers for Heating Dwellings in Greece, International Conference on Applied Energy ICAE 2013, Jul 1-4, 2013, Pretoria, South Africa Paper ID: ICAE2013-529

sproveli **Lee K., Jong-Min, Yu, Lee C. i Lee S.**³² (2013), istraživanja su obuhvatila vrste gasa kod kojih se vrednost Wobbe indeksa kreće u granicama 52 – 53 (MJ/Nm³). Na ovaj način su uspeli da postignu stabilne vrednosti pojedinih elemenata u produktima sagorevanja za CO postignuta je vrednost od 173 – 175 (ppm), a za NOx je postignuta vrednost koja se kretala u granicama od 74 – 35 (ppm), u zavisnosti od vrste gorionika. Ispitivani su gasni gorionici za kuhinjske štednjake i za gasne kotlove.

Postignute rezultate u razvoju razmenjivača toplote i gasnog gorionika za kondenzacione kotlove istraživači, **Lee, Kum i Jeong**³³ (2001) su objavili pre petnaestak godina ali su i dalje nastavili da istražuju mogućnosti povećanja efikasnosti gasnih kotlova koje su se u njihovim istraživanjima kretale u granicama od 90 – 94 (%). Emisija produkata sagorevanja u pogledu CO i NOx su iznosile 200 odnosno 50 (ppm) (uz ograničenje da je vrednost O₂=0(%)).

Ispitivanje cilindričnog gorionika (premixs gorionik) sa predmešanjem goriva i vazduha za ugradnju u gasne kondenzacione kotlove, prečnika i rasporeda otvora na gorioniku, izvršili su **Lee C. E., Kum, Jeong i Lee G. Y.**³⁴ (2001). Postignuti su zadovoljavajući rezultati za prirodni i za tečni naftni gas (TNG). Prečnik otvora na gorioniku je iznosio 0,72 (mm) (0,7 – 075 (mm)). Emisija štetnih produkata sagorevanja je iznosila za NOx i CO manje od 40 (ppm) odnosno manje od 20 (ppm) (uz ograničenje da je vrednost O₂=0(%)).

Rączka i Wójs³⁵ (2004) su pripremili algoritam za izradu razmenjivača toplote koji može da radi sa i bez kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, koji su sadržani u dimnim gasovima. Postrojenje je ispitano u termoelektrani koja radi na mrki ugalj i ima instalisanu snagu od 900 (MW). Prema njihovom algoritmu izvršeno je umanjenje razmenjivača toplote od 28 (%) u odnosu na klasične proračune (Colburn-Hoblerovi proračuni). Teorijski i eksperimentalni rezultati se u velikoj meri poklapaju, što potvrđuje vrednost izrađenog algoritma.

Lee i Hwang³⁶ (2013) su razvili model za optimizaciju sagorevanja kod gorionika čiji plamen ima mnogo prednosti, uključujući niske emisije CO i NOx. Ove prednosti ga čine idealnima gorionikom za kondenzacijske kotlove s visokom termičkom efikasnošću. Istraživanja su bila fokusirana na karakteristike emisija produkata sagorevanja kod različitih materijala od kojih su bili izrađeni gorionici. Rezultati pokazuju da je površina plamena stabilna, plamen može da se generiše i održava u granicama stabilnosti

³² Lee, K., Jong-Min K., Yu, B., Lee, C., i Lee, S., Effect of various gas compositions on gas interchangeability and combustion characteristics for domestic appliances Journal of Mechanical Science and Technology 27 (4) (2013) 1191-1201

³³ Lee, C. E., Kum, S. M., Jeong, Y. S., A Study on the Development of Low NOx Condensing Gas Boiler(II) - Design of Heat Exchanger and Performance of Boiler, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, January 2001

³⁴ Lee, C. E., Kum, S. M., Jeong, Y. S., A Study on the Development of Low NOx Condensing Gas Boiler(I) – Design of Cylindrical Multi-hole Premixed Burner, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, January 2001

³⁵ Rączka, P. and Wójs K., Methods of Thermal Calculations for a Condensing Waste-Heat Exchanger, Chemical and Process Engineering 2014, 35 (4), 447-461

³⁶ Lee P. H., and Hwang S. S., Formation of Lean Premixed Surface Flame Using Porous Baffle Plate and Flame Holder, Journal of Thermal Science and Technology, January 2013

upotrebom odgovarajućih ploča i prstenova. Plavi plamen ima široku stabilnost regiona plamena i povoljnu krivu stabilnosti, imao je najniže emisije CO i NO_x. Vrednost NO_x je merena ispod 6 (ppm) (uz ograničenje od 0(%) za O₂).

Naknadnu ugradnju kondenzacionog razmenjivača toplote na postojećem sistemu za centralno grejanje primenili su **Defu, Liu i Gao**³⁷ u toku svojih istraživanja. Predstavili su informacije o vrednostima troškova i periodu povratka uloženi sredstava u naknadnu ugradnju kondenzacionog razmenjivača toplote. Dobijeni rezultati su se odnosili na karakteristični kineski region gde su ispitivanja vršena.

Racionalno korišćenje energije podrazumeva stalno praćenje termodinamičkih veličina grejnog sistema koje ima za cilj povećanje stepena efikasnosti rada, i smanjenje potrošnje energije. Merenje radnih parametara termodinamičkih sistema u dinamičkim uslovima rada je prvi korak ka postizanju efikasnijeg rada termodinamičkih sistema, osnovne veličine i način njihovog merenja predstavili su **Lambić i Kovačević**³⁸ (2003) godine.

Lambić i Kovačević³⁹ (2003) su ispitivali pojavu kondenzacije kao pokazatelj neregularnosti rada nekondenzacionih gasnih kotlova i utvrdili osnovne tehničke i tehnološke uslove za nastanak kondenzacije kod nekondenzacionih gasnih kotlova.

Pri sagorevanju goriva u bilo kom ložištu, štetni dimni gasovi koje kroz dimnjak ili dimovodni sistem odvodimo u neposrednu okolinu u koje je smešteno ložište, odnose određenu količinu toplote u vodu toplotnih gubitaka. Tehnološki razvoj ložišta (kotlova) uslovljava razvoj dimnjaka i dimovodnih sistema za odvod produkata sagorevanja, koji je neophodno prilagoditi u slučaju da se menja gorivo koje sagorevamo u ložištu. Ovom problemu u radu gasnih kotlova posebnu pažnju su posvetili **Lambić i Kovačević**⁴⁰ (2003).

Postizanje kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja kod nekondenzacionog gasnog kotla „Mikoterm“ WEX 22S, je ispitivano od strane istraživača **Lambić i Kovačević**⁴¹ (2004).

Primena kondenzacionih gasnih kotlova u postojećim sistemima centralnog grejanja je bila predmet istraživanja **Kovačevića**⁴² (2006) koji je izvršio ispitivanja

³⁷ Che, D., Liu, Z., and Gao, Y., Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler, *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 3251–3266

³⁸ Lambić, M., i Kovačević, M., Merenje karakterističnih veličina gasnih kotlova u domaćinstvu - opšti podaci Tehnička dijagnostika, 2003, vol. 2, br. 4, str. 37-43

³⁹ Lambić, M., i Kovačević, M., Pojava kondenzacije kao pokazatelj neregularnosti rada nekondenzacionih gasnih kotlova, OMO, Beograd, 2003. godine

⁴⁰ Lambić, M., i Kovačević, M., Analiza ložišta gasnih zidnih kotlova – sa aspekta postizanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, Udruženje za gas Jugoslavije, Naučno-stručni skup Vrnjačka Banja, 22 – 25. jun 2003. godine

⁴¹ Lambić, M., i Kovačević, M., Postizanje kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja kod nekondenzacionog gasnog kotla „Mikoterm“ WEX 22S, Udruženje za gas Jugoslavije, Međunarodni simpozijum, Beograd, 14 – 17. jun 2004. godine

⁴² Kovačević, M., Primena kondenzacionih kotlova u postojećim sistemima centralnog grejanja, Energetske tehnologije, Naučno-stručni skup Vrnjačka Banja, 19 – 20. maj 2006. godine

postojećih sistema centralnog grejanja, mogućnosti i efekte ugradnje kondenzacionih gasnih kotlova u takve sisteme.

Nakon pregleda teorijskih i eksperimentalnih istraživanja može se zaključiti:

- da su ispitivanja radi povećanja energetske efikasnosti gasnih kondenzacionih kotlova vršena u periodu od 1950. do 2016. godine što potvrđuje aktuelnost problematike na globalnom nivou;
- da su istraživanja bila usmerena na iznalaženje novih, efikasnijih, konstruktivnih rešenja, te u funkciji toga – za matematički egzaktna i/ili fenomenološka opisivanja gasnih kondenzacionih kotlova i tumačenja njihovog energetskog bilansa u pogledu rada gasnih gorionika, razmenjivača toplote, ili kompletnog gasnog ložišta, odnosno kondenzacionog kotla;
- da su ispitivanja u dinamičkim uslovima rada (realnim uslovima) bila dosta retka i vezana uglavnom za laboratorijsko ispitivanje pojedinačnih komponenti, ispitivanja su uglavnom vršena na postojećim sistemima i instalacijama centralnog grejanja; i
- da je najveći deo eksperimentalnih ispitivanja, koja su bila vršena u cilju povećanja energetske efikasnosti, vršena pri ograničenjima koja se mogu postići samo u laboratorijskim uslovima što dokazuje neophodnost istraživanja obuhvaćenih ovom disertacijom.

Navedeni literaturni izvori pokazuju da nisu vršena teorijska i eksperimentalna istraživanja gasnih kotlova u dinamičkim uslovima rada, gde su promene veoma učestale. Fenomen globalnog otopljanja, i periodi blagih zima u našem klimatskom području veoma povoljno utiče na eksploataciju kondenzacione tehnologije kod gasnih kotlova. U okviru ove disertacije je izvršeno istraživanje međusobnog uticaja klimatskih, radnih, konstruktivnih i ekonomskih parametara koji se tiču ugradnje, eksploatacije, održavanja i reciklaže uređaja koji omogućavaju kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja kod gasnih kotlova.

4. IDENTIFIKACIJA KLJUČNIH PARAMETARA ISTRAŽIVANJA

Naknadna ugradnja kondenzacionog razmenjivače toplote izaziva nove investicione troškove koji treba da se povrate kroz pogonske troškove, za što je moguće kraće vreme. Metoda perioda otplativosti uloženi sredstava rekonstrukcije nekondenzacionog kotla u kotao koji radi u kondenzacionom režimu, i statistička metoda evaluacije otplativosti nastalih troškova često se predstavljaju kao kriterijumi za odlučivanje, na koji način je najpovoljnije izvršiti rekonstrukciju nekondenzacionog u kondenzacioni gasni kotao.

Osetna toplota je povezana temperaturom i entalpijom sa ostalim karakteristikama produkata sagorevanja. Osetna toplota se može proračunati na osnovu entalpije produkata sagorevanja na 180 (°C) i entalpije na drugim različitim temperaturama na izlazu iz kondenzacionog razmenjivača toplote. Rezultati mogu biti dobijeni i merenjem u dinamičkim uslovima rada. Količine kondenzata koje su utvrđene merenjem, na osnovu variranja temperatura produkata sagorevanja na izlazu iz kondenzacionog razmenjivača toplote, i dobijena toplota mogu se predstaviti grafički i tabelarno.

Parametri od kojih zavisi energetska efikasnost gasnih kotlova u dinamičkim uslovima rada mogu se podeliti u sledeće grupe:

1. klimatski parametri;
2. termički omotač i geometrija objekta;
3. karakteristike termotehničkih sistema – radni parametri;
4. konstruktivni parametri i
5. ekonomski parametri.

Parametri od kojih zavisi energetska efikasnost gasnih kotlova u dinamičkim uslovima rada razvrstani po grupama su:

A. Klimatski parametri

1. Sunčevo zračenje, G (W/m²);
2. temperatura spoljnog vazduha, θ_o (°C),
3. vlažnost vazduha, RH (%) i
4. brzina vetra, w (m/s).

B. Termički omotač i geometrija objekta

1. unutrašnja projektna temperatura, θ_a (°C);
2. energetska svojstva zgrade;

3. uslovi komfora i
4. vrsta sistema centralnog grejanja (radijatorsko, podno, panelno i sl.).

C. Karakteristike termotehničkih sistema - radni parametri

1. temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja, $t_{w,ret}$, (°C);
2. temperatura potisnog voda sistema centralnog grejanja $t_{w,su}$, (°C);
3. temperatura produkata sagorevanja, t_{flue} , (°C);;
4. temperatura ambijenta (prostorije) u koju je kotao smešten, t_a , (°C);;
5. maseni protok radnog fluida sistema centralnog grejanja, \dot{m}_w (kg/s);
6. potrošnja prirodnog gasa, Q_{NG} (Nm³/h);
7. maseni protok produkata sagorevanja, \dot{m}_{flue} (kg/s);
8. brzina produkata sagorevanja, w (m/s);
9. vrsta strujanja produkata sagorevanja (turbulentno ili laminarno);
10. masa kondenzata, $m_{kondenz}$ (kg)
11. potrošnja električne energije, P ili N (kW/h);
12. emisija štetnih sastojaka u spoljnu okolinu, CO , CO_2 , NO_x , i sl, (ppm), (mg/kWh)
13. godišnja emisija ugljen dioksida, CO_2 (kg/a) i
14. stepen korisnosti sagorevanja, η_b , (-).

D. Konstruktivni parametri

1. priključak kotla na unutrašnju gasnu instalaciju (pritisak gasa, protok gasa);
2. ventilacija kotlarnica i prostorija u koje se ugrađuju potrošači gasa;
3. dimnjak i pribor za priključenja kotla na dimnjak ili ventilacioni kanal;
4. gorionik;
5. komora sagorevanja – ložište i
6. razmenjivač toplote.

E. Ekonomski parametri

1. pogonski troškovi;
2. troškovi održavanja;
3. optimalni uslovi za rad u pogledu povratka investicionih ulaganja i
4. troškovi uklanjanja i reciklaže islužene opreme.

Spoljni vazduh zagreva energija Sunčevog zračenja, indirektno preko površinskih slojeva zemlje. S obzirom na promenu uslova zračenja Sunca, usled rotacije i kretanja Zemlje oko Sunca, vrednosti temperature okolnog vazduha se periodično menjaju u toku dana i godine. Ta periodičnost promene može često da varira usled promene oblačnosti, promene količine padavina, kao i mešanja vazдушnih masa različitih temperatura. Temperatura spoljnog vazduha ima važnu ulogu jer od nje zavise dinamički parametri rada sistema za centralno grejanje i toplotni gubici, koji imaju veliki uticaj na efikasnost gasnih kondenzacionih kotlova. Tokom perioda eksploatacije gasnih kondenzacionih kotlova promena ovog parametra diktira dinamiku promene radnih parametara sistema

centralnog grejanja, jer se za veću efikasnost teži izjednačavanju srednje temperature radnog fluida i temperature okoline. Ovim postupkom se toplotni gubici svode na minimum a energetska efikasnost povećava. Temperatura spoljnog vazduha predstavlja važan klimatski parametar ali se na njega ne može vršiti uticaj u cilju poboljšanja energetske efikasnosti gasnih kondenzacionih kotlova.

Vazduh uvek u sebi sadrži manju ili veću količinu vodene pare i zbog toga se moraju analizirati podaci o vlažnosti vazduha. Količina vodene pare koju sadrži vazduh može se izraziti na više načina:

1. naponom ili pritiskom vodene pare;
2. apsolutnom vlagom;
3. relativnom vlagom;
4. specifičnom vlagom i
5. deficitom zasićenosti.

Napon ili pritisak vodene pare služi kao mera za određivanje sadržaja vode u vazduhu. Napon zasićene vodene pare naziva se maksimalan napon ili maksimalan pritisak vodene pare. Izražava se i kao atmosferski pritisak u milibarima (mbar) ili hektopaskalima (hPa). Vodena para se može izraziti i njenom težinom. Količina vodene pare koju trenutno sadrži $1(\text{m}^3)$ vazduha naziva se apsolutna vlažnost. Vlažnost vazduha se može izraziti i u procentima. Odnos između trenutno postojećeg pritiska vodene pare e i maksimalnog pritiska vodene pare E pri istoj temperaturi vazduha naziva se relativna vlažnost RH (%).

Vlažnost vazduha je promenljiva veličina i meri se:

1. higrometrom i/ili
2. psihrometrom.

Vlažnost vazduha predstavlja značajan klimatski parametar ali se na njega ne može uticati u cilju povećanja energetske efikasnosti termotehničkih sistema.

Klimatski parametri, termički omotač, geometrija objekta i ekonomski parametri nisu predmet istraživanja u ovoj disertaciji.

4.1. Karakteristike termotehničkih sistema - radni parametri

Radni parametri predstavljaju informacije o stanju sistema kondenzacionog kotla, na ove parametre je moguće uticati i na osnovu tih uticaja moguće je vršiti podešavanje optimalnih uslova rada i energetske efikasnosti kondenzacionog kotla.

4.1.1. Toplotni bilans u gasnim kotlovima

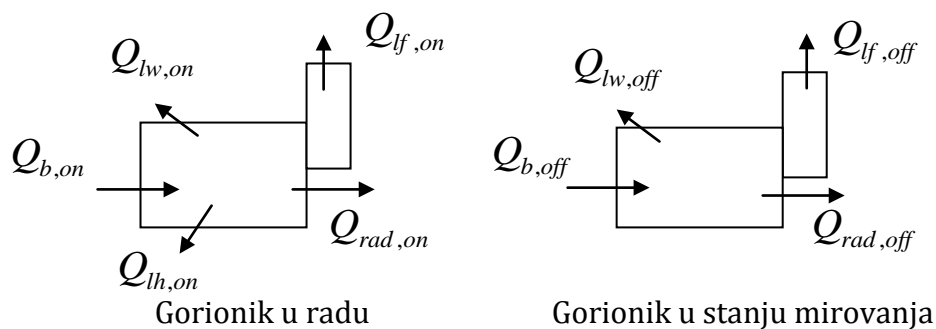
Količina toplotne energije koja se predaje radnom fluidu sistema centralnog grejanja je ona koja preostane nakon što se jedan deo toplotne energije izgubi. Ukupni specifični

toplotni gubici su matematički definisani u izrazu 4.1. koji je nastao analizom prenosa toplote iz gasnog ložišta do sistema centralnog grejanja:

$$Q_{rad}(t) = Q_b(t) - Q_{store}(t) - Q_{lw}(t) - Q_{lf}(t) \quad (4.1)$$

gde su:

- toplota predata sistemu za centralno grejanje, Q_{rad} (J);
- toplota dobijena od gorionika, Q_b (J);
- toplota predata – akumulirana u elementima kotla (razmenjivač toplote, cevi, radni medijum), Q_{store} (J);
- toplotni gubici elemenata kroz koje protiče radni medijum, Q_{lw} (J);
- toplota odvedena kroz sistem za odvođenje produkata sagorevanja, Q_{lf} (J) i
- vreme t (s).



Slika 4.1. Protok energije kroz gasni kotao (Rawe i Scultz, 1990)

Neophodno je napomenuti da se toplotni gubici razlikuju u zavisnosti od stanja gasnog kotla, koje se definiše putem rada gorionika.

Gorionik gasnog kotla može biti u dva stanja:

1. U radu (*eng. burner operation - on*) i
2. U stanju mirovanja (*eng. burner stand by - off*).

Proučavanje toplotnih gubitaka gasnih kotlova u zavisnosti od veličine konvektivne-zračeće površine koji se pojavljuju u stanju mirovanja gorionika gasnog kotla, izvršili su Rawe i Schultz (1990). Njihov pojednostavljeni matematički model kondenzacionog kotla koji je izrađen uz pomoć programskog paketa VBA™ je prošao validaciju kroz eksperimentalnu analizu. Ovim modelom je posebno ispitivan uticaj relativne vlažnosti vazduha (kao ulaznog parametra) na energetska efikasnost gasnog kondenzacionog

kotla. Model je ispitan i na kotlovima koji rade u nekondenzacionom režimu rada. Ovim modelom se mogu ispitivati i drugi ulazni podaci i uticajni parametri rada gasnog kotla.

Model je podeljen u četiri osnovne zone:

1. gorionik;
2. komora sagorevanja;
3. glavni razmenjivač toplote i
4. kondenzacioni razmenjivač toplote (zona kondenzacije).

Energetski bilans u zoni gorionika i komore sagorevanja podrazumeva kompletnu konverziju toplotnih gubitaka plamena, odnosno produkata sagorevanja. Produkti sagorevanja se smatraju mešavinom sivog gasa. Glavni razmenjivač toplote je modelovan upotrebom Herringbone-ovog koeficijenta konvekcije za korugovane i orebrene cevi. Za zonu kondenzacije su izrađena dva modela.

1. prvi model podrazumeva potpunu kondenzaciju i
2. drugi model uzima u obzir i postojanje gasova koji se ne mogu kondenzovati.

Matematički model je rešen primenom metode Broiden sa poboljšanjima koje su uveli Šerman i Morison (*eng. Sherman and Morrison*). Podaci, koji su dobijeni ispitivanjem raznih vrsta gasnih kondenzacionih kotlova, dovode do predviđanja modela u pogledu energetske efikasnosti kotla u zavisnosti od ulaznih podataka i uticajnih parametara rada.

Osnovni standard koji je na raspolaganju za ispitivanje gasnih kondenzacionih kotlova je CFR deo 430, tačka 6.2.2.2. – test (*Procedure i pravila SAD, DOE*), ovaj standard iako je prilično detaljan ne predviđa ispitivanje uticaja relativne vlažnosti na energetske efikasnost gasnog kondenzacionog kotla. Standard ne predviđa referentne uslove za ulazne veličine, u sistem kondenzacionog gasnog kotla, vazduh, voda, CO₂. Ispitivanja se po ovom standardu vrše u odnosu na gornju toplotnu moć. U evropskim metodologijama za ispitivanje gasnih kondenzacionih kotlova (EN 12831) efikasnost se određuje u odnosu na donju toplotnu moć gasovitog goriva. Iz navedenih razloga u SAD efikasnost gasnih kondenzacionih kotlova ne prelazi 100 (%), dok se u Evropi pojavljuju vrednosti efikasnosti preko 100 (%).

Tačka rose vlažnih produkata sagorevanja ne prelazi 60 (°C). Cilj modela je da se proceni ukupna energetska efikasnost za kondenzacioni gasni kotao u zavisnosti od nekoliko parametara, među kojima su najvažniji:

1. temperatura i
2. relativna vlažnost vazduha.

Model može da pruži i informacije o pojedinačnim zonama ispitivanja (komora sagorevanja, glavni razmenjivač toplote, i kondenzacioni razmenjivač toplote. Model je predviđen i za ispitivanje gasnih nekondenzacionih kotlova. Geometrijski oblici gasnih gorionika, ložišta i razmenjivača toplote značajno su različiti u zavisnosti od proizvođača do proizvođača, iz tog razloga usvojena je standardna geometrija koja se pogodnim faktorima korelacije može prilagoditi svakom geometrijskom zahtevu ispitivanih gasnih kondenzacionih i nekondenzacionih kotlova.

Model kondenzacionog gasnog kotla je drugačiji od modela koji su predstavili Mekeir i dr. (Macaire i dr., 2010), ali se značajno oslanja na model koji je predstavio Hanbi (Hannby, 2007). U cilju modelovanja gasnog kondenzacionog kotla izvršena je njegova podela na tri zone. Za svaku zonu je moguće napisati energetski bilans. Prva zona predstavlja komoru sagorevanja, i sam proces sagorevanja koji se u njoj odvija. Druga zona predstavlja glavni, a treća zona predstavlja kondenzacioni razmenjivač toplote. U proces sagorevanja se uvodi pojednostavljenje kojim se sagorevanje smatra potpunim, tako da u produktima sagorevanja ne postoje CO, ili NOx.

Model može da prihvati obradu podataka za sledeće vrste goriva:

1. metan;
2. propan i
3. smeše propana i butana;

Adijabatska temperatura plamena može se dobiti metodom Njutn-Rafsona (*eng. Newton-Raphsona*) kako je to predstavio Keli (Kelly, 2003), i može se izraziti jednačinom:

$$H_{prod}(T_{ad}) = H_{Reac}(T_{Reac}) \quad (4.2)$$

U prvoj zoni je napravljena ravnoteža zračenja, na dnu i vrhu komore sagorevanja se nalaze gasni gorionik i glavni razmenjivač toplote. Uvedena je pretpostavka da su oba tela apsolutna crna tela. Zidovi komore sagorevanja se smatraju sivim telima i njihova emisivnost je određena Leknerovom korelacijom (*eng. Leckner*) koju je predstavio Modest (2003). Zračenje u ovoj zoni se može predstaviti izrazima:

$$\begin{aligned} J_0 &= \sigma \cdot T_{s0}^4 \\ J_1 &= \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_{s1}^4 + \rho_1 \cdot \tau_g (F_{11} J_1 + F_{12} J_2 + F_{10} J_0) \rho_1 \cdot \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_{g3}^4 \\ J_2 &= \sigma \cdot T_{s2}^4 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Jednačine zračenja su potrebne za određivanje energetskog bilansa dna, vrha i zidova komore sagorevanja, ove jednačine se uopšteno mogu predstaviti:

$$Q = A_{s1}(G_i - J_i) \quad (4.4)$$

Pojedinačno jednačine zračenja imaju oblik:

$$G_0 = \tau_g (F_{01} \cdot J_1 + F_{02} \cdot J_2) + \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_{g3}^4 \quad (4.5)$$

$$G_1 = \tau_g (F_{10} J_0 + F_{11} J_1 + F_{12} J_2) + \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_{g3}^4 \quad (4.6)$$

$$G_2 = \tau_g (F_{21} J_1 + F_{20} J_2) + \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_{g3}^4 \quad (4.7)$$

Dodat je i prenos toplote konvekcijom upotrebom korelacije za ravnu ploču kako su to definisali Inkropera i De Vit (2006). Prema sistemu jednačina na vrhu komore sagorevanja se nalazi glavni razmenjivač toplote koji je posmatran kao crno telo u skladu sa tumačenjima koje je uveo Azevedo (2000). Na ovaj način prenos toplote zračenjem u glavnom razmenjivaču toplote biće zanemarljiv. Razmenjivač toplote se smatra crnim telom na prosečnoj temperaturi vode:

$$T_{s2} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \quad (4.8)$$

Temperatura gorionika se izračunava iz energetskog bilansa gasa koji predaje toplotu zračenjem odgovarajućoj površini, na taj način smanjujući ukupnu entalpiju gasa.

$$\dot{m}_{NG} (h_{g1} - h_{g2}) = A_{s0} (J_0 - G_0) \quad (4.9)$$

Varijacija temperature gasa za sagorevanje se izračunava iz toplotnog bilansa:

$$\dot{m}_{NG} (h_{g2} - h_{g4}) = \sum_{i=1}^2 A_i [\varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_{g3}^4 - (1 - \tau_g) J_i] + A_{s1} \cdot h_{comb} (T_{g3} - \bar{T}_{s1}) \quad (4.10)$$

Suma predstavlja toplotu razmenjenu sa svih površina, uzimajući u obzir pretpostavku sivog gasa kod koje je apsorpcija jednaka sa emisijom. Temperatura gasa T_{g3} u komori sagorevanja izračunava se kao geometrijska sredina prema jednačini:

$$T_{g3} = \sqrt{T_{g2} \cdot T_{g4}} \quad (4.11)$$

Energetski bilans za vodu u zoni komore sagorevanja se može predstaviti kao:

$$\dot{m}_w (h_{w3} - h_{w2}) \cong A_{s1} (G_1 - J_1) - q_{env,total} + A_{s1} \cdot h_{comb} (T_{g3} - \bar{T}_{s1}) \quad (4.12)$$

Srednja temperatura zida se može dobiti pomoću raspodele temperatura modela zida:

$$\bar{T}_{s1} = \frac{G_1 - J_1}{4 \cdot k \cdot t} L_{sep}^2 + \bar{T}_w \quad (4.13)$$

Gubici toplote $q_{env,total}$ se mogu izračunati na osnovu gubitaka putem prirodne konvekcije i zračenja. Osnovne modela ovog proračuna je predstavio Čerčil (1975). Gubici se mogu predstaviti izrazom:

$$q_{env,total} = \bar{h}_{env,total} \cdot A_{env} (\bar{T}_{env} - T_\infty) + A_{env} \cdot \varepsilon_{env} \cdot \sigma (\bar{T}_{env}^4 - \bar{T}_\infty^4) \quad (4.14)$$

Za zonu glavnog razmenjivača toplote, koji je obično izrađen od orebrenih cevi ili od cevi na koje su dodate limene ploče u obliku talasa, kao što to opisuje Heringbon (*engl. Herringbone*). Važno je u obzir uzeti geometrijski oblik glavnog razmenjivača toplote, koji je obično izrađen sa talasastim orebrenjima. Prilagođavanja na geometrijski oblik glavnog razmenjivača toplote moraju izazvati i određene promene u matematičkom modelu energetskog bilansa. Energetski bilans za glavni razmenjivač toplote predstavlja sumu pojedinačnih prenosa toplote konvekcijom i zračenjem:

$$\dot{m}_w (h_{w2} - h_{w1}) = A_{s2} (G_2 - J_2) + A \cdot U (T_{g4} - T_{w1}) \theta \quad (4.15)$$

Za konvekciju je primenjen $\varepsilon - NTU - \theta$ model koji u obzir uzima aproksimaciju nepotpunog prenosa energije u prolazima kroz razmenjivač toplote. Tada se bilans toplote može prikazati na sledeći način:

$$\dot{m}_{gases} (h_{g4} - h_{g5}) = A \cdot U (T_{g4} - T_{w1}) \theta \quad (4.16)$$

Potrebno je izračunati ukupni koeficijent konvekcije za glavni razmenjivač toplote. Uz usvojeni geometrijski oblik glavnog razmenjivača toplote sa orebrenim talasastim cevima dobija se sledeća zavisnost:

$$A \cdot U = \left(\frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln(d_r / d_i)}{2\pi \cdot k_i L_i} + \frac{1}{\eta_0 \cdot A_e \cdot h_e} \right)^{-1} \quad (4.17)$$

Koeficijent konvekcije za cevi može se odabrati iz postojećih literaturnih izvora. Kada ne postoje turbulatori primenjuje se korelacija Gnielinskog (1995), korelacija se uzima za vodenu stranu. Kada postoje turbulatori potrebno je identifikovati i odabrati odgovarajuću korelaciju za slučaj koji se razmatra. U ovom slučaju je odabrana korelacija *Delta-wing geometry*. Različite vrste korelacija date su u sledećoj tabeli:

Tabela 4.1. Vrsta korelacije za izbor turbulatora (Eiamsa-ard i Promvonge, 2011)

Korelacija
Delta-wing geometry (Eiamsa-ard and Promvonge, 2011)
Twisted tape and Wire Coil Geometry (Promvonge, 2008)
V - nozzle Geometry (Eiamsa-ard, 2007)
Wire coil Geometry (Eiamsa-ard et al., 2011)

Za spoljnu konvekciju za Heringboneove korugovane i orebrene cevi upotrebljava se korelacija Kima i njegovih saradnika, (2008). Temperatura θ se može odrediti primenom preporuka koje su naveli Kejs i London (*eng. Kays and London, 1984*) za unakrsni protok sa n prolaza fluida i razmenjivačem u jednom redu. Prva jednačina je za stranu gasa ε_p kada je $(\dot{m}c_p)_{min}$ i druga jednačina sa strane vode, gde su:

$$C_r = (\dot{m} \cdot c_p)_{min} / (\dot{m} \cdot c_p)_{max} \text{ i } NTU = A \cdot U / (\dot{m} \cdot c_p)_{min} = \varepsilon / \theta \quad (4.18)$$

gde je:

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - e^{-C_r(1-e^{NTU})} \right] \quad (4.19)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{(1-e^{NTU})}{C_r}} \quad (4.20)$$

Problemima modelovanja kondenzacionog razmenjivača toplote su se bavili mnogi istraživači: Ši sa saradnicima (2011), Heranc sa saradnicima (2000) i Veb (1983 i 1985), svi su razmatrali proces kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja u smeši u kojoj postoje i nekondenzujući gasovi. Zbog postojanja dva redna otpora temperatura se putem interfejsa proračunava za kondenzacioni sloj i h_{ng} predstavlja koeficijent konvekcije sloja nekondenzujućih gasova. Zbog ove složenosti upotrebljava se vrednost srednje temperature kako bi se olakšalo izračunavanje potrebnih podataka:

$$h_{film}(\bar{T}_I - \bar{T}_s) = h_{ng}(\bar{T}_g - \bar{T}_I) \quad (4.21)$$

Zbog preglednosti modela uvedeni su indeksi za odgovarajuće veličine kondenzacionog razmenjivača toplote, uopšteni indeks za kondenzacioni razmenjivač toplote je p , indeks i predstavlja ulaz gorivih gasova, a indeks j njihov izlaz. Ideksi sa strane vode su sledeći: k – izlaz vode, l – ulaz vode. Opseg vrednosti za pojedine indekse iznosi: $p=1,2,3$; $6 \leq i \leq 9$; $6 \leq j \leq 9$; $0 \leq k \leq 2$.

Za izračunavanje energetskog bilansa kondenzacionog razmenjivača toplote koristi se temperaturna razlika određena na osnovu Njutnovog zakona hlađenja. Upotrebljava se aritmetička sredina temperature.

$$q_p = \dot{m}_w(h_{w0k} - h_{w0l}) = A \cdot U \cdot \Delta T_{LN} \quad (4.22)$$

$$q_p = \dot{m}_{gases,i} h_{gi} - \dot{m}_{gases,j} h_{gj} - \dot{m}_c h_c = A \cdot U \cdot \Delta T_{LN} \quad (4.23)$$

$$\Delta T_{LN} = \frac{(T_{gi} - T_{w0k}) - (T_{gj} - T_{w0l})}{Ln\left[\frac{(T_{gi} - T_{w0k})}{(T_{gj} - T_{w0l})}\right]} \quad (4.24)$$

Ovaj model je primenljiv u režimu simulacije rada samo kada je $T_s < T_{sat}$, ako ovaj kriterijum nije zadovoljen, ili nije odgovarajući, primenjuje se korelacija Brigsa i Janga (1963), koja poznaje samo koeficijent konvekcije kada ne dolazi do pojave kondenzacije.

Ukupni koeficijent konvekcije, orebrenih cevi podeljen je u dva dela, potopljeni i nepotopljeni deo. Potopljeni deo razmenjivača toplote dopinosi samo sa 2 (%) ukupnoj razmeni toplote od kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, ova razmena se dodatno smanjuje kada u obzir uzmemo i sloj nekondenzujućih gasova koji su prisutni u produktima sagorevanja. Ova sekcija je dimenzionisana veličinom koju nazivamo β ugao.

Prema tome ukupni koeficijent konvekcije se može predstaviti izrazima:

$$\beta = \cos^{-1}\left(1 - \frac{4 \cdot \gamma}{d_0 \cdot \rho_l \cdot g \cdot F_s}\right) \quad (4.25)$$

$$A \cdot U = (A \cdot U)_{unf} + (A \cdot U)_{fl} = A_e \left[\left(1 - \frac{\beta}{\pi}\right) U_{unf} + \left(\frac{\beta}{\pi}\right) U_{fl} \right] \quad (4.26)$$

Ukupni koeficijenti konvekcije, za potopljena (*egl. flooded*) i nepotopljena (*eng. unflooded*) područja, dati su izrazima:

$$U_{wif} = \left[\frac{1}{h_{wif}} + \left(\frac{A_e}{A_i} \right) \frac{1}{h_i} + A_e \left(\frac{\ln(\frac{d_r}{d_{if}})}{2\pi k_f L_i} + \frac{\ln(\frac{d_{if}}{d_i})}{2\pi k_i L_i} \right) \right]^{-1} \quad (4.27)$$

$$U_{fl} = \left[\frac{1}{h_b} + \left(\frac{A_e}{A_i} \right) \frac{1}{h_i} + A_e \left(\frac{\ln(\frac{d_r}{d_{if}})}{2\pi k_f L_i} + \frac{\ln(\frac{d_{if}}{d_i})}{2\pi k_i L_i} \right) \right]^{-1} \quad (4.28)$$

Model kondenzacionog razmenjivača toplote se koristi za izračunavanje temperature gasa, i masenog protoka kondenzata posle prolaza kroz cevi. Maseni protok produkata sagorevanja se može umanjiti zbog pojave procesa kondenzacije i nastanka kondenzata na kondenzacionom razmenjivaču toplote. Vrednosti masenog protoka, temperature, entalpije i ukupnog koeficijenta prenosa toplote mogu biti različite u zonama kondenzacionog razmenjivača toplote. Maseni protok kondenzata se može izraziti na sledeći način:

$$\dot{m}_{kond} = \frac{A_{wif} \cdot h_{kond} \cdot \theta_{kond} (\bar{T}_g - \bar{T}_l)}{h'_{fg}} \quad (4.29)$$

Maseni protok vlažnih produkata sagorevanja na izlazu iz kondenzacionog razmenjivača toplote moguće je izračunati na osnovu sledećeg izraza:

$$\dot{m}_{vapor,i} = \dot{m}_{vapor,j} + \dot{m}_{kond} \quad (4.30)$$

Shodno navedenim razlozima posebna pažnja je posvećena istraživanju uticaja pojedinih konstruktivnih karakteristika na energetska efikasnost (kao ključnih činilaca za različite tipove i koncepcije kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja) i radnih parametara (temperature povratnog voda radnog fluida, masenog protoka radnog fluida i masenog protoka produkata sagorevanja) kao ključnih za podizanje energetske efikasnosti bilo kog tipa gasnog ložišta u dinamičkim uslovima rada.

Nakon izvršene analize parametra koji utiču na toplotne gubitke gasnih kondenzacionih i nekondenzacionih kotlova, može se zaključiti, da na toplotne gubitke utiču: vrsta i geometrijski oblik ložišta, klimatski parametri (spoljna temperatura, relativna vlažnost vazduha, količina padavina), konstruktivne karakteristike i radni parametri, (Lambić i Kovačević, 2004).

4.1.2. Temperatura radnog fluida

Realan, dinamički rad gasnih kotlova se odvija između dva granična slučaja. Prvi granični slučaj je kada bi se sva toplota iz glavnog razmenjivača toplote korisno odvodila radnim fluidom pri čemu bi temperatura glavnog razmenjivača toplote bila jednaka temperaturi radnog fluida i temperaturi ambijenta, a protok radnog fluida bio veliki. Drugi granični slučaj može se ostvariti u uslovima maksimalnog rada gasnog gorionika, pri tzv. "praznom hodu" (nema odvođenja toplote iz glavnog razmenjivača toplote radnim fluidom - protok radnog fluida je jednak nuli, ovakav slučaj nastaje kada se desi otkaz u radu upravljačkog sistema, ili kada dođe do zastoja u radu cirkulacione pumpe). Kod prvog graničnog slučaja gubici toplote su ravni nuli, pri tome je energetska efikasnost maksimalna i iznosi 100 (%). Kod drugog graničnog slučaja toplotni gubici su jednaki dobijenoj energiji od gorionika, pri čemu je energetska efikasnost jednaka nuli. Toplotni gubici su proporcionalni srednjoj temperaturi glavnog razmenjivača toplote. Zbog toga se kod gasnih kondenzacionih kotlova, radi dostizanja više termoenergetske efikasnosti transformacije hemijske energije goriva u korisno predatu toplotu, teži približavanju srednje temperature glavnog razmenjivača toplote, temperaturi okoline, pod uslovom da ta temperatura odgovara sistemu centralnog grejanja - potrošaču. Ovo se može ostvariti regulisanjem temperature i masenog protoka radnog fluida, i temperature i masenog protoka produkata sagorevanja (Lambić i Kovačević, 2003).

Za precizno predviđanje karakteristika gasnih kondenzacionih kotlova, neophodno je odrediti svojstva radnog fluida, temperaturu koja je važna za izračunavanje koeficijenta prelaza toplote kod glavnog razmenjivača toplote, i kondenzacionog razmenjivača toplote kao i ukupnih gubitaka.

Fizičke osobine radnog fluida se određuju za srednju temperaturu radnog fluida T_{fm} . Razlika srednje temperature radnog fluida i temperature okoline može se odrediti iz izraza:

$$\Delta T = \left(\frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2} \right) - T_o = T_{w,m} - T_o \quad (4.31)$$

gde su:

$\Delta T(K)$ - razlika srednje temperature radnog fluida i temperature okoline;

$T_{w,in}(K)$ - temperatura radnog fluida na ulazu u glavni ili kondenzacioni razmenjivač toplote;

$T_{w,out}(K)$ - temperatura radnog fluida na izlazu iz glavnog ili kondenzacionog razmenjivača toplote;

$T_{w,m}(K)$ - srednja temperatura radnog fluida i

$T_o(K)$ - temperatura okoline.

Promenom temperaturne razlike utiče se na promenu efikasnosti gasnog kotla a time i instalacije centralnog grejanja, regulisanjem masenog protoka radnog fluida utiče se na smanjenje ili povećanje temperaturne razlike, na ovaj način se može pozitivno ili negativno uticati na energetska efikasnost. Razlika izlazne i ulazne temperature je određena na sledeći način :

$$(T_{w,out} - T_{w,in}) = \frac{q_k}{\dot{m} \cdot c} \quad (4.32)$$

Razlika izlazne i ulazne temperature radnog fluida je direktno proporcionalna vrednostima masenog protoka radnog fluida.

Toplota se iz gasnog kondenzacionog kotla putem radnog fluida odvodi u sistem za centralno grejanje ili u akumulacioni rezervoar tople potrošne vode, u zavisnosti u kom režimu rada se nalazi gasni kotao. Umanjivanje toplotnih gubitaka može se ostvariti snižavanjem temperature radnog fluida, ovo se može postići ugradnjom kondenzacionog razmenjivača toplote, ili pogodnim izborom vrste sistema centralnog grejanja, ili upotrebom dva ili više akumulacionih rezervoara tople potrošne vode, kada gasni kotao radi u režimu pripreme TPV. Kod takvih instalacija gasni kotlovi bi zagrevali radni fluid i potrošnu vodu prvog akumulacionog rezervoara do temperatura koje bi se kretale u granicama od 50-60 (°C). Toplotna energija se iz prvog rezervoara preko razmenjivača toplote predaje radnom fluidu drugog rezervoara, čija je temperatura niža od temperature radnog fluida u prvom rezervoaru. Potrošna voda se pri tom zagreva prolaskom kroz razmenjivač toplote drugog rezervoara. Na taj način postigla bi se veća prosečna efikasnost gasnih kondenzacionih kotlova nego u slučaju sistema TPV sa jednim akumulacionim rezervoarom.

4.1.3. Maseni protok radnog fluida

Prelaz toplote na glavnom i kondenzacionom razmenjivaču toplote nije jednoznačno utvrđen, da bi se odredila energetska efikasnost ovog prenosa potrebno je da se analiziraju izrazi (4.24), (4.25) i (4.26). Koeficijent odvođenja toplote iz gasnog kondenzacionog kotla zavisi od masenog protoka radnog fluida. Maseni protok radnog fluida, i maseni protok produkata sagorevanja su identifikovani kao radni parametri gasnog kondenzacionog kotla. Vrednosti masenog protoka radnog fluida, i masenog protoka produkata sagorevanja se tokom perioda eksploatacije u stvarnim, dinamičkim uslovima rada menjaju. Navedeni parametri nemaju konstantne vrednosti i ne mogu se preporučiti i odrediti projektnom i tehničkom dokumentacijom, nego se preko sistema upravljanja ovi parametri menjaju. U istraživanjima koja su vršena radi utvrđivanja energetske efikasnosti, Colbrun i Hougen, (1934), Jia i dr., (2001), Račka i Wojs (2014), ovi parametri su bili promenljivi.

Promenom temperaturne razlike se utiče na promenu trenutne efikasnosti gasnog kondenzacionog kotla, regulisanjem (putem sistema za upravljanje radom gasnog

kondenzacionog kotla) masenog protoka radnog fluida utiče se na smanjenje temperaturne razlike, a time i na podizanje energetske efikasnosti. Radni fluid odnosi korisnu toplotu iz razmenjivača toplote gasnog kondenzacionog kotla, pa se izraz za izračunavanje masenog protoka može napisati u obliku:

$$\dot{m}_w = \frac{q_k}{c \cdot \Delta T} \quad (4.33)$$

Problemi koji se javljaju pri upotrebi energije vezane za vlažne produkte sagorevanja, uz pomoć gasnih kondenzacionih kotlova su: velika osetljivost na dinamičke promene radnih parametara, oscilacija proizvodnje kondenzata tokom dana u zavisnosti od realnih potreba sistema grejanja za isporukom toplotne enegije, zavisnost od Sunčevog zračenja i pojedinih klimatskih uslova, odstupanje u potrebama i mogućnostima intenziteta Sunčevog zračenja sa potrebama i intenzitetom potrošnje toplotne energije i nemogućnost skladištenja toplotne energije za duži vremenski period. Mala gustina energetskog toka Sunčevog zračenja u periodu grejne sezone, oscilacije intenziteta zračenja tokom dana i zavisnost zračenja od klimatskih uslova su spoljni-klimatski parametri na koje se ne može uticati u cilju povećanja energetske efikasnosti gasnih kondenzacionih kotlova.

4.2. Konstruktivni parametri

Konstruktivni parametri su povezani sa proizvodnjom i ugradnjom opreme za termotehničke sisteme. Geometrijski oblik ložišta, radni prečnik napojne cevi gasne instalacije, poprečni presek dimnjaka, vrsta gorionika, način sagorevanja i slični problemi rešeni su na različite načine kod raznih proizvođača opreme. Ugradnja i održavanje opreme takođe predstavljaju važan segment za pravilan, dugotrajan i pouzdan rad. Za vreme rada gasne kotlarnice sa maksimalnim kapacitetom, brzina vazduha na dovodnom otvoru ne sme biti veća od 3 (m/s), ako se vazduh za sagorevanje uzima iz prostora kotlarnice, a ako kotlovi ne rade ili ako se vazduh za sagorevanje uzima direktno iz spoljne okoline, brzina vazduha na dovodnom otvoru ne sme biti veća od 1 (m/s). Bez obzira na proračunatu vrednost, efektivna površina dovodnog otvora ne sme biti manja od 500 (cm²), a odvodnog od 250 (cm²). Odvodni otvori moraju biti izvedeni tako da ne postoji mogućnost njihovog zatvaranja. Dovodni i odvodni otvori moraju biti izvedeni tako da je u svim okolnostima osigurana njihova efektivna površina. Fiksni deo efektivne površine dovodnog otvora mora biti najmanje jednak efektivnoj površini odvodnog otvora.

Prema ranijim regulativama pojam „dimnjak” obuhvatao je i vezne elemente koje je karakterisala niža temperatura. Prema srpskom standardu SRPS EN 1443:2004, Dimnjaci, Opšti zahtevi, pod dimnjakom se podrazumeva „Konstrukcija koja se sastoji od zida ili zidova oko dimnjačkog kanala ili dimnjačkih kanala”. Pod dimnjačkim (ili dimovodnim) kanalom se podrazumeva „Prolaz za prenos proizvoda sagorevanja do

spoljne atmosfere“, dok se pod proizvodima sagorevanja podrazumevaju „Proizvodi koji su rezultat sagorevanja (gasovitih, tečnih i čvrstih sastojaka)“. Prema srpskom standardu SRPS U.N4.035:1994, Dimovodni sistemi, Uslovi za projektovanje i izvođenje, pod dimovodnim sistemom se podrazumeva: „Sistem za odvod dimnih gasova od ložišnog uređaja u atmosferu sa elementima za provođenje dimnih gasova, pratećim funkcionalnim i konstrukcionim elementima, opremom i uređajima“. (Popović i dr, 2012).

4.3. Gorionik

Trenutna proizvodnja gorionika za gasne kotlove u velikoj meri zavisi od specijalizovanih proizvođača, koji su razvili posebne tehnologije za proizvodnju u saradnji sa globalnim proizvođačima opreme za grejanje. Postoji veliki broj proizvođača ventilatorskih gorionika za stabilne gasne kotlove i kotlove koji kao gorivo koriste lož ulje ili mazut.

U poslednje dve decenije izvršen je razvoj familija gorionika koji se upotrebljavaju u nekondenzacionim gasnim ložištima. Gorionici su razvijani kao atmosferski gorionici sa malim sadržajem NO_x u produktima sagorevanja, premiks gorionici zasnovani na nižoj temperaturi sagorevanja. Ubrzani razvoj tehnologije materijala koji mogu da podnesu povećane temperature, keramički materijali, materijali izrađeni od metalnih vlakana, potisnuli su prethodnu familiju gorionika, zbog svojih osobina i bolje energetske efikasnosti (u radnim ciklusima gorionika), omogućen je veći temperaturni komfor, i manja emisija CO i NO_x u spoljnu okolinu.

Trend razvoja ove vrste gorionika je značajno usporen zbog brojnih razloga od kojih su neki:

1. u početku razvoja novih materijala, posebno keramičkih elemenata, uočena je njihova krtoš koja je značajno uticala na smanjenje životnog veka gorionika. Ovaj problem je sada rešen, moguće je izraditi keramičke gorionike velikih snaga, ali se proizvođači opreme za grejanje i dalje veoma retko opredeljuju za ovu vrstu gorionika zbog lošeg prvog utiska koji su stekli na početku rada sa ovim gorionicima;
2. postoji velika borba među proizvođačima ravnih pločastih gorionika i cilindričnih gorionika, koja se prenela na zakonska rešenja koja važe u ovoj oblasti u pogledu emisije štetnih materija u spoljnu okolinu;
3. početkom 90-tih godina XX veka, u Nemačkoj i Austriji pojavljuje se zakonske norme koje su za cilj imale smanjenje emisije štetnih produkata sagorevanja u spoljnu okolinu, koje su u drugim zemljama veoma teško bile primenljive. U praksi se prema EU normama sada određuje emisija štetnih produkata sagorevanja sa maksimalnim termičkim opterećenjem gorionika, to se najčešće

odnosi na 80 (%) za lož ulje i 95 (%) za gasna ložišta. Primena zadate metodologije prema EU standardina omogućava određivanje emisije CO , CH_4 , C_xH_y , u režimu rada uključeno/isključeno i

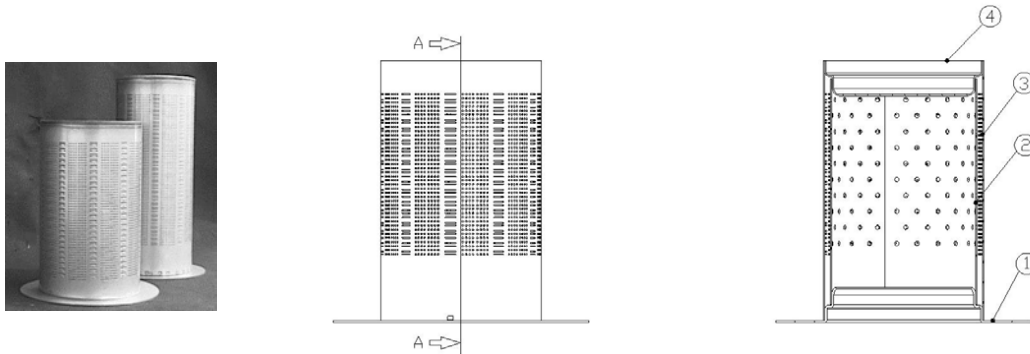
4. rad gorionika na nižim temperaturama sagorevanja, omogućio je proizvođačima opreme da razvijaju koncept kondenzacionih ložišta, kod kojih je moguće povećati energetska efikasnost uz upotrebu latentne toplote vlažnih produkata sagorevanja, na taj način se energetska efikasnost takvih uređaja podiže na viši nivo.

Cena cilindričnih premiks gorionika sa stanovišta proizvođača opreme za grejanje je veoma prihvatljiva i iznosi 8 – 10 (€). Na ovaj način iz upotrebe se sve više potiskuju atmosferski pločasti gorionici koji su decenijama unazad bili dominantno prisutni u proizvodima većeg dela proizvođača gasnih kotlova.

Efikasnost gasnog gorionika se povećava prelaskom sa tradicionalnih vrsta gorionika na gorionike bez vidljivog plamena, jer se kod starih vrsta gorionika plamen hladi na površini gorionika i povećavaju se gubici toplote u komori sagorevanja. Neke vrste gorionika koje se razvijane za specifične potrebe ugradnje u određene vrste gasni aparata se danas više ne upotrebljavaju. Geometrijski oblici gorionika su odgovarali zahtevima gasnih ložišta pojedinih gasnih aparata (gasni kombinovani protočni zagrejači vode, gasni protočni zagrejači vode, gasni akumulacioni zagrejači vode, oprema za pripremanje hrane i ugostiteljstvo i sl.).

Na slici 4.2. prikazan je izgled PREMIX cilindričnog gorionika za kondenzacione kotlove (koncept ovog gorionika je patentiran). Prednja prirubnica (1) se upotrebljava za postavljanje gorionika u kondenzaciono ložište. Unutrašnji element za distribuciju mešavine goriva i vazduha (2) je povezan sa spoljnim difuzorom plamena (3). Spoljni difuzor plamena (3) je postupkom zavarivanja povezan sa prednjom prirubnicom (1). Poklopac gorionika (4) je zavaren za difuzor plamena (3). Važno je napomenuti da poklopac gorionika (4) može slobodno da se odvoji od difuzora plamena (3) i da nije povezan sa unutrašnjim elementom za distribuciju (2). Položaj poklopca se određuje u internom procesu kalibracije cilindričnog gorionika. Takva vrsta strukture gorionika omogućava optimalno, slobodno širenje spoljašnjeg difuzora plamena (3). Mašinski delovi kod kojih se temperatura veoma brzo menja u kratkom vremenu, imaju tendenciju proizvodnje zvuka („pucketanje gorionika“) usled različite dilatacije elemenata cilindričnog gorionika. Ovom problemu se u toku faze razvoja gorionika mora posvetiti velika pažnja. Pomoću slobodnih delova gorionika, unutrašnjeg elementa za distribuciju (2), ostvaruje se takav mehanički sklop kod kojeg se ne pojavljuju mehanička naprezanja usled pojave različitih temperatura u kratkom vremenskom intervalu. Na taj način se eliminiše pojava zvuka pri radu cilindričnog gasnog gorionika. Unutrašnji element za distribuciju (2) je ključna komponenta gorionika jer pored

funkcije raspodele, određuje i unutrašnju brzinu smeše koja prolazi kroz otvore gorionika.



Slika 4.2. Izgled cilindričnog gorionika (Berthold i dr., 2002)

Dobar raspon modulacije keramičkih poroznih gorionika u kombinaciji sa relativno malim dimenzijama i minimalnim vrednostima emisije štetnih gasova su samo neke od dobrih osobina ove vrste gorionika koji se još istražuju. Koncept sagorevanja unutar poroznog medijuma omogućava smanjenje troškova grejanja i omogućava da oprema za grejanje radi sa maksimalnom efikasnošću.

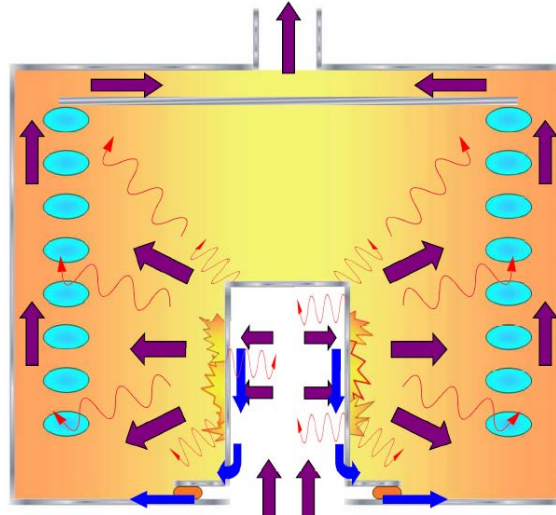
Zbog malih dimenzija oprema sa poroznim gorionikom može biti veoma lako ugrađena u bilo koju prostoriju u domaćinstvu. Na osnovu ovog dostignuća, dolazimo do toga da za smeštaj kotla i opreme za grejanje više nije potrebna posebna prostorija za kotlarnicu. Ovo su samo neke od ekonomskih prednosti u odnosu na klasične sisteme grejanja.

4.4. Komora sagorevanja - ložište

Ložište uopšteno predstavlja tehničko sredstvo gde se hemijska energija nekog goriva pretvara u upotrebljivu toplotu uz oslobađanje produkata sagorevanja. Proces sagorevanja je veoma složen pa se geometrijski oblik ložišta prilagođava vrsti goriva, da bi se postigla što veća efikasnost samog procesa sagorevanja. Pored goriva, vazduh predstavlja veoma bitnu komponentu u hemijskoj reakciji sagorevanja. Podešavanjem odnosa vazduha i goriva ostvaruju se bolji ili lošiji rezultati sagorevanja.

Podela ložišta gasnih kotlova:

1. ložišta sa prirodnom promajom;
2. ložišta sa prinudnim dovodenjem vazduha;
3. ložišta sa prinudnim odvođenjem produkata sagorevanja i
4. kondenzaciona ložišta.



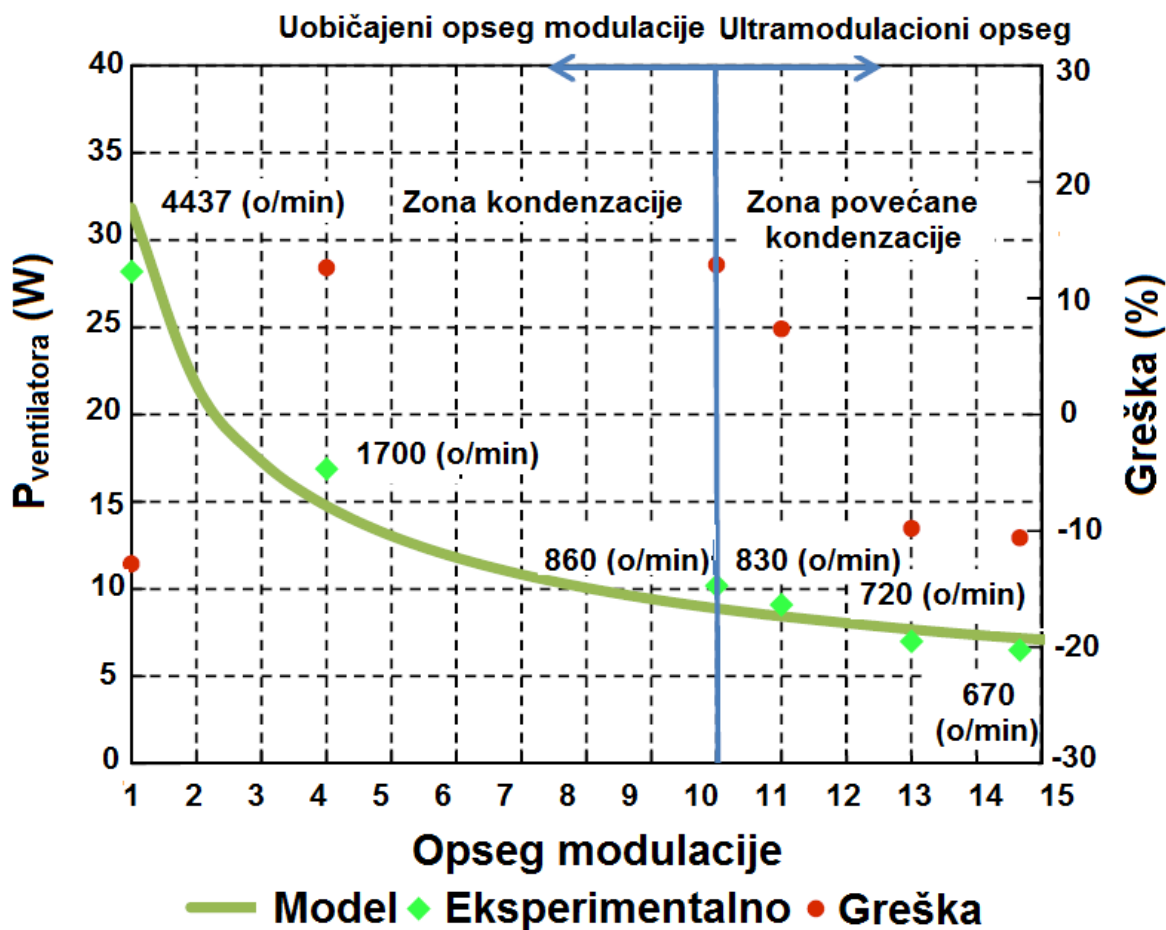
Slika 4.3. Izgled komore sagorevanja kod gasnog kondenzacionog ložišta sa cilindričnim gorionikom (Berthold i dr., 2002)

Prema načinu upravljanja radom gorionika kod gasnih kotlova, ložišta možemo podeliti na sledeće tipove ložišta:

1. Jednostepena ložišta (*engl. Single-stage*), gasni gorionik uvek radi maksimalnom - podešenom snagom;
2. Dvostepena ložišta (*engl. Two-stage*), gasni gorionik ima dve radne pozicije: minimalnu i maksimalnu podešenu snagu gorionika
3. Modulaciona ložišta (*engl. Modulating*), snaga gorionika se podešava prema zahtevima potrošača toplotne energije koji su priključeni na sistem grejanja i
4. Ultramodulaciona ložišta (*engl. Ultra-modulation*), snaga gorionika se podešava prema zahtevima potrošača toplotne energije u maksimalnom rasponu od 1:40.

Ultramodulacija predstavlja novi pravac u razvoju kondenzacionih ložišta, gde se upravljanje procesom sagorevanja obavlja u opsegu od 1:40. Podešavanje minimalne i maksimalne vrednosti modulacionog opsega je moguće obaviti u opsegu od 2,5 – 100 (%). Razvoj konstrukcija gorionika omogućava stabilno sagorevanje i sa minimalnim opterećenjem od svega nekoliko procenata u odnosu na puno termičko opterećenje. Upravljanje radom ovih ložišta je omogućeno putem odgovarajućeg PLC upravljača.

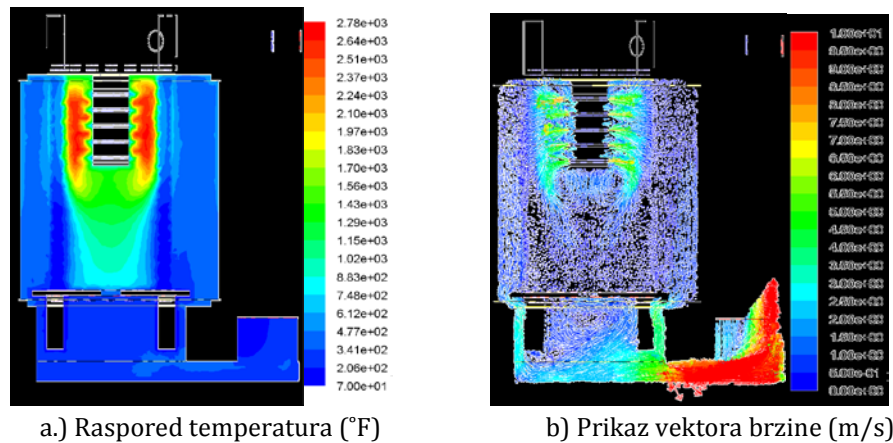
Razlika između nekondenzacionog i kondenzacionog gasnog ložišta je u tome što se kod kondenzacionog ložišta gasni gorionik nalazi u samom razmenjivaču toplote. Cilindrični oblici razmenjivača toplote i gasnog gorionika su praktično omogućila da sam kondenzacioni razmenjivač toplote postane praktično komora sagorevanja. Kod nekondenzacionih kotlova je postojao pilot plamenik koji je vršio paljenje glavnog gorionika prema potrebi, dok se paljenje kod kondenzacionog kotla obavlja putem visokonaponskog upaljača, samo kada za to postoji potreba.



Slika 4.4. Ultramodulacija kao način upravljanja radom gasnog kotla (Mauro i dr., 2016)

Prema načinu odvođenja toplote sa zidova komore sagorevanja gasnih kotlova, komore sagorevanja delimo na:

1. komore sagorevanja čiji su zidovi vodom hlađeni (ovaj model upotrebljavan je 70 – 80-tih godina XX veka);
2. komore sagorevanja kod kojih je izolacioni materijal izrađen na bazi aluminijumskih vlakana postavljen na zidove komore sagorevanja (ovaj model se upotrebljavao od 90-tih godina XX veka pa do danas) i
3. komore sagorevanja za kondenzacioni razmenjivač toplote, one imaju geometrijski prilagođene oblike gorionika i razmenjivača toplote, tako da sam razmenjivač toplote predstavlja komoru sagorevanja.



Slika 4.5. Presek kondenzacionog ložišta – CFD model (Cheng i dr., 2008)

4.5. Razmenjivač toplote

Kod gasnih nekondenzacionih kotlova radni medijum sistema grejanja se zagreva u gasnom kotlu na taj način što je razmenjivač toplote postavljen direktno iznad pločastog gorionika. Produkti sagorevanja prolazeći preko razmenjivača toplote predaju toplotu posrednim putem radnom fluidu. Gorionik je smešten u komoru sagorevanja koja je obložena pločama od vatro-otpornog materijala izrađenog na bazi aluminijum – silikata. Razmenjivač toplote je smešten na razmaku od 160 (mm) od površine gorionika. Adekvatnim osiguračem strujanja postiže se kvalitetno sagorevanje što je osnovni preduslov visokog stepena korisnog dejstva.

Kod gasnih kombinovanih kotlova su karakteristična dva mesta razmene toplote:

1. primarni razmenjivač toplote, gde se vrši zagrevanje radnog fluida za sistem grejanja ali i za zagrevanje potrošne vode i
2. sekundarni razmenjivač toplote, gde se vrši zagrevanje potrošne vode radnim fluidom koji je neposredno pre ulaska u sekundarni razmenjivač toplote prošao kroz trokraki ventil, koji vrši izbor radnog režima kotla na osnovu primarnih zahteva, odnosno informacija o potrebama za pripremu potrošne vode.

Primarni razmenjivači toplote se uglavnom izrađuju od bakra zbog njegove dobre karakteristike toplotne provodljivosti. Priključni elementi ovih razmenjivača toplote izrađuju se od mesinga jer je postojan na visokim temperaturama i nije sklon koroziji.

4.5.1. Razmenjivač toplote - monotermik

Kod razmenjivača toplote tipa monotermik radni fluid se zagreva samo u jednom prolazu i uglavnom je sastavljen od četiri ili pet cevi koje obezbeđuju zagrevanje radnog fluida. Primena ovalnih cevi sa turbulatorima, i limenim orebrenjima, pri konstrukciji ovih razmenjivača toplote obezbeđuje bolji prenos toplote.

Sekundarni razmenjivači toplote služe za zagrevanje potrošne vode i podeljeni su na sledeće tipove:

1. spiralni – bakarni razmenjivači toplote;
2. spiralni – pločasti razmenjivači toplote i
3. pločasti razmenjivači toplote.

Pojava kondenzacije se kod nekondenzacionih gasnih zidnih kotlova može ostvariti:

1. promenom masenog protoka grejnog fluida (produkata sagorevanja), ostvaruje se preko regulacije potrošnje gasnog goriva kod ložišta tip B. Podešavanjem koeficijenta viška vazduha i potrošnje gasnog goriva moguća je regulacija masenog protoka produkata sagorevanja kod ložišta tipa C i
2. promenom masenog protoka radnog fluida, ova promena je moguća samo ako su ugrađene cirkulacione pumpe koje podešavaju svoju radnu tačku prema karakteristikama protoka i napora prema zahtevima sistema za grejanje.

Smanjenje masenog protoka fluida može dovesti do termičkog preopterećenja razmenjivača toplote.

Regulacijom toplotnog kapaciteta standardnih kotlova uz zadržavanje postojećih protoka radnog fluida ostvaruje se mogućnost pojave kondenzacije vodene pare u produktima sagorevanja na spoljnim površinama razmenjivača toplote, koji su orijentisani prema osiguračima strujanja. Održavanjem temperature izlazne vode iz kotla u određenim intervalima, ostvaruje se kondenzacija vodene pare iz produkata sagorevanja.

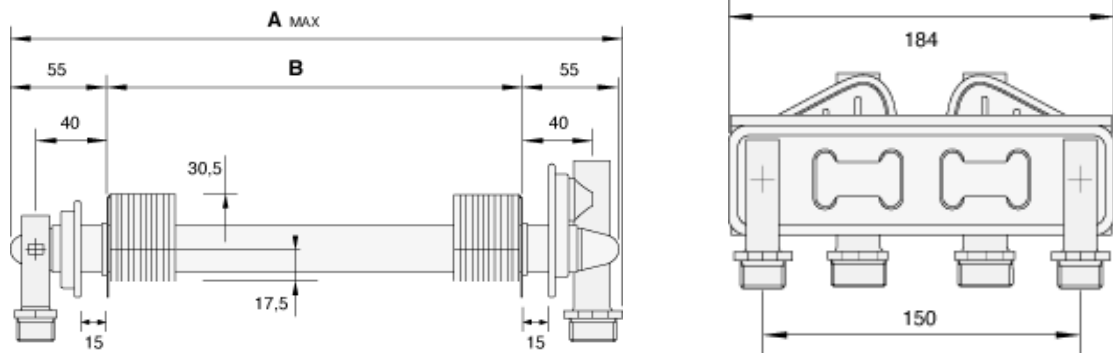
4.5.2. Razmenjivač toplote - bitermik

Razmenjivači toplote tipa bitermik, imaju integrisane dve funkcije:

1. zagrevanje radnog medijuma za sistem grejanja i
2. zagrevanje potrošne vode.

Primenom ovih razmenjivača toplote stvaraju se kompaktnija rešenja gasnih kotlova i ostvaruju znatne uštede u materijalu, i vremenu izrade kotlova. Razlika u odnosu na razmenjivač toplote – monotermik, bazira se na zagrevanju potrošne vode direktno produktima sagorevanja nastalim u procesu sagorevanja gasnog goriva.

Ulazna temperatura potrošne vode varira u zavisnosti od godišnjeg doba od 8 do 15 (°C). Izlazne temperature TPV kreću se u intervalu 35 do 65 (°C). Ložišta i razmenjivači toplote nekondenzacionih gasnih kotlova nisu pogodna za korišćenje latentne toplote sadržane u produktima sagorevanja, jer pojava kondenzata negativno utiče na elemente nekondenzacionog gasnog kotla.



Slika 4.6. Razmenjivač toplote voda/gas (bitermik) "GIANNONI" Italija

Tabela 4.2. Karakteristike razmenjivača toplote voda/gas -bitermik (GIANNONI, 2006)

Razmenjivač toplote	Termička snaga	Broj lamela	Razmenjivačka površina	Spoljne dimenzije	
				A_{max}	B
Model	(kW)	n	(m^2)		
PRB 15/501	17,44	70	0,62	342,5	230
PRB 17/501	19,77	76	0,67	362,5	250
PRB 20/501	23,26	88	0,78	402,5	290
PRB 22/501	25,58	94	0,83	422,5	310
PRB 24/501	27,91	103	0,91	452,5	340
PRB 27/501	31,40	113	0,997	492,5	380

Upotrebom kvalitetnih odgovarajućih materijala i novih konstrukcionih rešenja omogućeno je i iskorišćenje latentne toplote vlažnih produkata sagorevanja. Razvoj dodatnog razmenjivača toplote za ugradnju u dimovod koji omogućava standardnim kotlovima iskorišćenje gornje toplotne moći svakako predstavlja ozbiljan izazov, koji je uz upotrebu odgovarajućih tehnologija moguće rešiti.

Razmenjivači toplote kod kotlova koji imaju težnju da koriste energiju vezanu za gornju toplotnu moć goriva moraju biti otporni na kisele kondenzate koji nastaju u procesu hlađenja produkata sagorevanja. U slučajevima kada prirodni gas ne sadrži sumpor, kondenzat koji nastaje ima pH vrednost koja odgovara pH vrednostima sokova od jabuke ili grožđa odnosno crnog vina. Razmenjivači toplote moraju imati obezbeđen neometan odvod kondenzata u spoljnu okolinu gde bi se izvršilo njegovo dalje hlađenje. Upotreba kondenzata nije dozvoljena u bilo kakve svrhe jer se prema izvršenim ispitivanjima u kondenzatu pojavljuju opasne i kancerogene materije štetne po floru i faunu ako se u okolinu ispuštaju nekontrolisano.

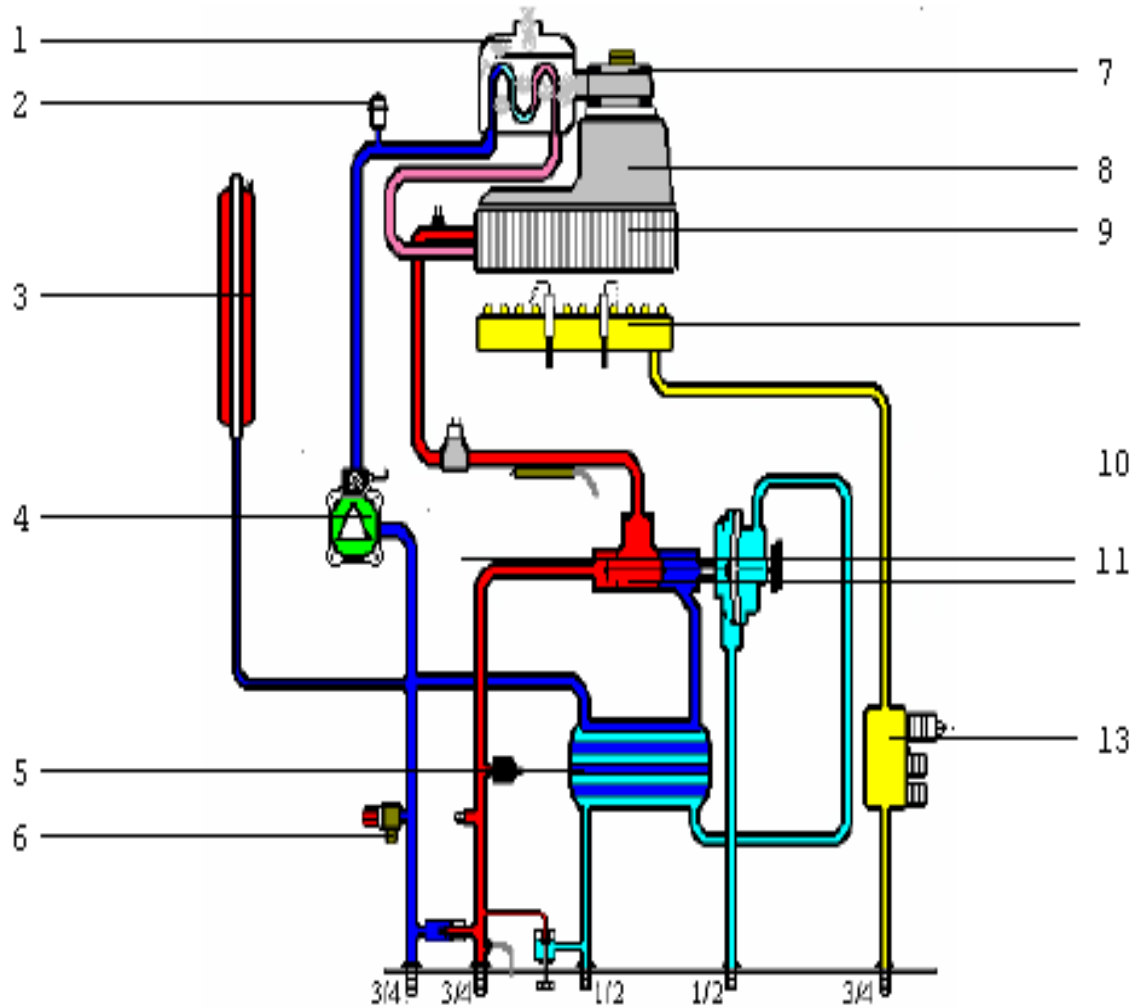


Slika 4.7. Razmenjivač toplote kondenzacionog kotla (GIANNONI, 2016)

4.5.3. Rekuperator toplote

Ugradnja rekuperatora toplote u gasni nekondenzacioni kotao prikazana je na slici 4.8. Rekuperator toplote (1) postavi se na izlaznu cev ventilatora produkata sagorevanja (7). Hidraulično povezivanje rekuperatora i primarnog razmenjivača toplote voda/gas (9), izvršeno je na takav način da se povratna voda iz sistema centralnog grejanja, prvo dovede u rekuperator toplote (tu se izvrši njeno predgrevanje), predgrevana voda se odvodi u primarni razmenjivač toplote. Putem gasnog ventila (13) vrši se doziranje količine gasa za sagorevanje na gasnom gorioniku (10). Rad kotla u režimu pripreme TPV i režimu zagrevanja prostora daju skoro podjednake količine produkata sagorevanja, naravno u zavisnosti od stepena termičkog opterećenja kotla. Kondenzovani vlažni produkti sagorevanja moraju se odvesti iz rekuperatora.

Računski postupak, pri projektovanju i analizi rada razmenjivača toplote, zavisi od tipa razmenjivača toplote. Broj razmenjivača toplote je znatan, u procesnoj industriji najrasprostranjeniji razmenjivači toplote su tipa cev-ploča, posebna pažnja se mora posvetiti njihovom proračunu i projektovanju. Cilj ovih proračuna je projektovanje rekuperatora, koji će obezbediti tražene termičke i dinamičke uslove rada pri kondenzovanju vlažnih produkata sagorevanja kod gasnih nekondenzacionih kotlova.



Slika 4.8. Principijelna šema pretvaranja nekondenzacionog u kondenzacionih gasni kotao

(1. Rekuperator toplote, 2. Automatski odzračni ventil, 3. Ekspanziona posuda, 4. Cirkulaciona pumpa, 5. Razmenjivač TPV, 6. Sigurnosni ventil kruga grejanja, 7. Ventilator, 8. Osigurač strujanja, 9. Primarni razmenjivač toplote voda/gas, 10. Gasni gorionik, 11. Sigurnosni termostat kruga grejanja, 12. Hidraulični trokraki ventil, 13. Gasni ventil)

5. KRITIČKA ANALIZA KONSTRUKCIONIH I ENERGETSKIH KARAKTERISTIKA KONDENZACIONIH KOTLOVA

Proizvođači gasnih kondenzacionih kotlova u poslednjoj deceniji veliku pažnju posvećuju razvoju razmenjivača toplote prvenstveno sa stanovišta optimizacije efikasnosti rada kondenzacionih kotlova. Trend je posebno izražen kod proizvođača gasnih kondenzacionih kotlova koji se izrađuju od livenog gvožđa. Ovi kotlovi se izrađuju kao podni gasni kondenzacioni kotlovi namenjeni za ugradnju u niskotemperaturne sisteme centralnog grejanja. Poboľšane su im karakteristike razmenjivača toplote u pogledu postizanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja. Temperatura povratnog voda kondenzacionih gasnih kotlova se nalazi ispod temperature tačke rose vlažnih produkata sagorevanja. Rezultati postignuti u pogledu otpornosti materijala prema koroziji su dobri. Zabeleženi su zadovoljavajući rezultati u pogledu produžetka životnog veka postojećih elemenata koji su izrađeni od livenog gvožđa. Primena novih materijala je omogućila izradu lakog razmenjivača toplote od livenog gvožđa, koji ima dobre rezultate u pogledu prenosa toplote i životnog veka. Dobre osobine novog razmenjivača toplote (legiranog novim materijalima, koji povećavaju otpornost na koroziju) su bile najjači argument proizvođača gasnih kondenzacionih kotlova od livenog gvožđa, u njihovoj borbi za tržište sa proizvođačima koji zastupaju koncept proizvodnje gasnih zidnih kondenzacionih kotlova. Primena novih tehnologija je omogućila širenje tržišta za podne niskotemperaturne gasne kondenzacione kotlove.

Drugi trend koji je obeležio poslednje dve decenije razvoja kondenzacionih razmenjivača toplote je integracija (ili kombinacija) razmenjivača TPV sa kondenzacionim razmenjivačem toplote. Postoji nekoliko različitih konstruktivnih rešenja, koja su uglavnom namenjena za protočno zagrevanje potrošne vode. Rešenja sa pločastim razmenjivačem toplote ili akumulacionim rezervoarima za TPV, koji su integrisani u kondenzacioni gasni kotao, retko se primenjuju.

Treći pravac razvoja kondenzacionih razmenjivača toplote predstavlja optimizaciju primarnog razmenjivača toplote u pogledu efektivnosti i efikasnosti prenosa toplote i ostvarivanja rada razmenjivača toplote ispod temperature tačke rose vlažnih produkata sagorevanja, na ovaj način je ostvareno integrisano kondenzaciono ložište i razmenjivač toplote gasnog kondenzacionog kotla preuzeo je ulogu komore sagorevanja. Sekundarni razmenjivač toplote je integrisan (kod gasnih kotlova) ili dodat (kod podnih gasnih kondenzacionih kotlova, i kondenzacionih uljnih kotlova), na glavni razmenjivač toplote. Materijal od kog su izrađeni sekundarni razmenjivači toplote su uglavnom materijali otporni na koroziju, pogodni za laku obradu i manipulaciju.

5.1. Kondenzacioni razmenjivači toplote

Poslednje godine razvoja kondenzacionih kotlova obeležili su postupci optimizacije i različitih rešenja mnogih proizvođača gasnih kondenzacionih kotlova koji se mogu svrstati prema sledećim oblastima:

1. optimizacija toplotnih gubitaka sa aspekta efikasnosti kondenzacionih gasnih kotlova pri ravnotežnim uslovima rada (*engl. Steady-state Efficiency*), prema EN 303;
2. smanjivanje troškova održavanja (poboljšanjem osobina materijala i delova koji se koriste prilikom izrade gasnih kondenzacionih kotlova);
3. optimizacija cene koštanja putem budućih integracija funkcija pojedinih delova kotlova, pre svega razmenjivača toplote (integracija sa: gorionikom, sistemom za snabdevanje vazduhom za sagorevanje, sistemom za odvod produkata sagorevanja, kolektorom za sakupljanje kondenzata i sistemom za odvođenje kondenzata) i
4. optimizacija cene koštanja kroz unifikaciju elemenata za ugradnju različitih tipova proizvoda, gde god je to moguće u smislu racionalizacije proizvodnje i olakšavanja procesa održavanja.

Razmenjivači toplote koji se upotrebljavaju prilikom kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja kod gasnih kondenzacionih kotlova mogu se podeliti prema osnovnim principima prenosa toplote:

1. direktni (postoji direktan kontakt između dva medijuma);
2. regenerativni (prenos toplote se vrši preko posrednog materijala u tačno određenim ciklusima) i
3. rekuperacijom - ovaj način prenosa toplote podrazumeva prenos toplote putem konvekcije i kondukcije, gde je najvažniji parametar razmenjivačka površina A (m^2). Oblik i površina razmenjivača toplote, termička provodljivost upotrebljenih materijala, brzina i karakteristika protoka medijuma i smer protoka (paralelno, unakrsno i suprotnosmerno) značajno utiču na prenos toplote.

Kod gasnih kondenzacionih kotlova upotrebljavaju se rekuperativni razmenjivači toplote. U poglavlju 5.3. izvršena je analiza uslova za projektovanje, izradu i ugradnju primarnih, sekundarnih i tercijarnih razmenjivača toplote, kombinujući sve sisteme prenosa toplote: kondukciju, konvekciju i zračenje.

U razmenjivačima toplote za gasne kondenzacione kotlove konvekcija predstavlja dominantan mehanizam prenosa toplote, približno 60 – 80 (%) ukupnog prenosa toplote, (Lemort i dr., 2008).

U zavisnosti od konfiguracije sistema gasni gorionik/razmenjivač toplote, prenos toplote zračenjem može imati različite vrednosti od 5 – 25 (%), (Kemna i dr., 2007).

Za izradu simulacionog modela prenosa energije neophodno je poštovati osnovna pravila zakona o održanju energije (energetski bilans) i zakona o održanju mase (bilans mase). Mehanizmi za prenos toplote modelovani su jednačinama za prenos toplote. Jednačina za prenos toplote Colburn-Hougen (1934) i danas je aktuelna i ima sledeći oblik:

$$h_{fg} = (T_{fg} - T_i) + k_m \cdot h_g (y_{H_2O} - y_i) = U_0 (T_i - T_{cw}) \quad (5.1)$$

Elementi jednačine su: h_{fg} - koeficijent konvektivnog prenosa toplote sa strane produkata sagorevanja, T_i - tečnost/para međupovršinska temperatura, h_g - latentna toplota pare, k_m - koeficijent prenosa mase, y_{H_2O} i y_i molska frakcija vodene pare u produktima sagorevanja i na granicama prelaska faza.

Koeficijent prenosa toplote kondukcijom i konvekcijom kod razmenjivača toplote (izračunava se ukupna otpornost razmenjivača toplote prenosu toplote) izračunava se primenom jednačine:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_c} + R_f \quad (5.2)$$

Prenos toplote konvekcijom se može se izraziti relacijom:

$$Q_{conv} = U \cdot A \cdot (T_g - T_c) \quad (W) \quad (5.3)$$

Ukupan prenos toplote zračenjem od gorionika prema razmenjivaču toplote izražava se kao:

$$Q_{rad} = \psi_{b-he} \cdot A \cdot \varepsilon_{res} \cdot \sigma_s \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (W) \quad (5.4)$$

Faktor ψ_{b-he} se izračunava preko metoda Gebharta i ima veliku zavisnost od površine i drugih emisionih faktora oba materijala koji učestvuju u prenosu toplote zračenjem, (Che i dr., 2004).

Parametri za optimizaciju projektovanja razmenjivača toplote su:

1. termička provodljivost (λ);
2. debljina zida materijala;
3. razmenjivačka površina;
4. karakteristike protoka fluida (sa obe strane razmenjivača toplote) i
5. gorionik / razmenjivač toplote – konfiguracija.

Dodatni – univerzalni parametri za optimizaciju elemenata gasnih kondenzacionih kotlova su:

1. masa razmenjivača toplote;
2. veličina (geometrijske karakteristike) razmenjivača toplote;
3. vreme reakcije razmenjivača toplote pri razmeni toplote; i
4. korozija, otkazi u radu i održavanje.

5.1.1. Kondenzacioni razmenjivači toplote – oblik i dizajn

Toplotna provodljivosti materijala (λ) koji se koristi za izradu kondenzacionih razmenjivača toplote ima važnu ulogu u pogledu optimizacije oblika i površina kondenzacionog razmenjivača toplote, zbog načina prenosa toplote koji se uglavnom obavlja putem konvekcije i zračenja. Oblik i krajnji izgled kondenzacionog razmenjivača toplote zavise od poluproizvoda koji se koriste prilikom njegove izrade. Za izradu kondenzacionih razmenjivača toplote upotrebljavaju se cevi, ploče, limovi i poluproizvodi određenog oblika za specijalne namene.

5.1.2. Razmenjivači toplote izrađeni od cevi (orebrenih i glatkih)

Najčešće upotrebljavani tip razmenjivača toplote u termotehnici predstavlja razmenjivač toplote izrađen od glatkih cevi u sistemu „*Shell & Tube*“. Ova tehnologija je u upotrebi više od jednog veka. Produkti sagorevanja prolaze kroz prostor između cevi, dok se protok radnog fluida kotla obavlja kroz cevi, na taj način se vrši prenos toplote. Pored navedenog primera za upotrebu u kotlovima namenjenim za zagrevanje domaćinstava, porodičnih stambenih objekata i manjih industrijskih objekata koriste se razmenjivači toplote koji se izrađuju od dugih spiralnih cevi u čiju je unutrašnjost smešten cilindrični gasni gorionik. Ova vrsta razmenjivača toplote koristi se i za zagrevanje potrošne vode i za sisteme centralnog grejanja. Upotreba ovih razmenjivača je veoma široka kod proizvođača kondenzacionih kotlova.

Sekundarni razmenjivač toplote predstavlja dodatnu zavojnicu koja je odvojena od primarnog razmenjivača toplote i gorionika putem izolacionog deflektor diska. Povratni radni medijum ulazi u poslednji segment sekundarnog razmenjivača toplote. Napuštanjem sekundarnog razmenjivača toplote radni medijum ulazi u prvu zavojnicu primarnog razmenjivača toplote na koju je postavljen gasni gorionik. Ova konfiguracija i upotreba novih materijala omogućavaju iskorišćenje velikog dela prenosa toplote zračenjem na radni medijum kotla. Na ovaj način je moguće umanjiti količinu materijala neophodnog za izradu razmenjivača toplote kod kojeg je dominantan prenos toplote putem konvekcije.

Upotreba orebrenih cevi obezbeđuje povećanje prenosa toplote, kod gasnih zidnih kondenzacionih kotlova, putem konvekcije. Zbog povećanja razmenjivačke površine, uočava se značajno veći prenos toplote.

Postoji nekoliko načina izrade razmenjivača toplote, odnosno njihovih elemenata. U zavisnosti od materijala koji se upotrebljava u proizvodnji razmenjivača toplote primenjuju se sledeći tehnološki postupci:

1. lemljenje;
2. zavarivanje (visoka frekvencija upotrebe i otpornost) i
3. rotaciona ekstruzija (ako je za proizvodnju upotrebljen aluminijum).



Slika 5.1. Spiralni razmenjivač toplote sa ugrađenim gasnim gorionikom (izrađen od čelične cevi legirane hromom - debljina zida 0,8 mm), (GIANNONI, 2016)

5.1.3. Pločasti razmenjivači toplote

Pločasti razmenjivači toplote su obično sastavljeni iz niza pravougaonih ploča (u koje su prethodno utisnuti kanali za protok fluida), zatim su preko prve i poslednje ploče sve ploče povezane u celinu – pločasti razmenjivač toplote. Svaka ploča ima minimalno četiri otvora, po jedan u svakom uglu, ovi otvori omogućavaju ulaz i izlaz grejnog i grejanog fluida, na ovaj način se omogućava prenos toplote sa jednog na drugi fluid u pločastom razmenjivaču toplote.

Ograničenje ovih razmenjivača toplote je u tome što se za njihovu efikasnu upotrebu moraju koristiti medijumi koji imaju sličan koeficijent prenosa toplote (α). U industriji proizvodnje kotlova ovaj tip razmenjivača se najčešće upotrebljava prilikom zagrevanja potrošne vode ili zonskog sistema centralnog grejanja. U ovom slučaju pločasti razmenjivači toplote predstavljaju kompaktno i optimalno rešenje u pogledu cene koštanja. Ova vrsta razmenjivača toplote nije predviđena za upotrebu pri procesu kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja.

5.1.4. Liveni razmenjivači toplote

Proizvođači gasnih kotlova pored do sada navedenih razmenjivača toplote upotrebljavaju i livene razmenjivače toplote. Liveno gvožđe se upotrebljava kao osnovni materijal za izradu podnih gasnih kotlova, ali se u poslednje vreme i ti proizvođači opredeljuju za upotrebu legura aluminijuma. Za ovakvu primenu livenog aluminijuma zaslužni su sledeći razlozi:

1. pojednostavljena obrada razmenjivača toplote;
2. niža cena izrade;
3. laka izrada potrebnih priključaka i
4. jednostavna ugradnja, smanjenje vremena ugradnje, nije potrebna upotreba dodatnih tehničkih sredstava – dizalica, i sl. (lakša manipulacija kotlom).

Prednost aluminijumskih razmenjivača toplote je što su oni predviđeni i optimizovani za povećan prenos toplote zračenjem kod cilindričnih gasnih gorionika koji se ugrađuju u ovakve kondenzacione kotlove. Postoji nekoliko specijalizovanih kompanija u svetu koje se bave samo izradom aluminijumskih razmenjivača toplote za kondenzacione gasne kotlove.

5.1.5. Ostali razmenjivači toplote

Specijalna konfiguracija „*Shell & Tube*“ principa izrade razmenjivača toplote primenjena je kod posebne vrste razmenjivača toplote „cev u cev“. U industriji proizvodnje gasnih kotlova ova vrsta razmenjivača se upotrebljava kod protočnog zagrevanja potrošne vode. Uglavnom se koristi kao sekundarni razmenjivač toplote.

5.2. Materijali za izradu kondenzacionih razmenjivača toplote

Liveno gvožđe kao materijal za izradu kondenzacionih razmenjivača toplote se uglavnom upotrebljava za izradu primarnih i sekundarnih kondenzacionih razmenjivača toplote, kod podnih kotlova i kod kombinovanih zidnih gasnih kotlova. Pored livenog gvožđa u upotrebi su i legure aluminijuma, legure bakra i čelik legiran hromom.

Termička provodnost λ (W/mK) ima veliki raspon vrednosti za pojedine vrste materijala: čelik legiran hromom ima vrednost termičke provodljivosti od 27 (W/mK), liveno gvožđe 60 (W/mK), aluminijum 237 (W/mK), i bakar 390 (W/mK).

Svaki od materijala ima svoje mane i prednosti za upotrebu pri izradi kondenzacionih razmenjivača toplote. Prednost čelika legiranog hromom je što se debljina zida razmenjivača toplote može smanjiti do dimenzija koje su manje od 1 (mm), dok se debljina zida kod razmenjivača toplote od livenog gvožđa može smanjiti na minimalnu vrednost od 2,5 (mm). Ukupan prenos toplote zavisi od debljine zida razmenjivača toplote i njegove površine. Čelični materijali su pogodni za izradu kondenzacionih razmenjivača toplote zbog dobrih osobina: smanjenja ukupnih dimenzija, mase

razmenjivača i cene koštanja. Navedene osobine predstavljaju značajne segmente u procesu optimizacije kondenzacionih razmenjivača toplote. Zbog ovih osobina čelik legiran hromom ima mogućnosti da se poredi i sa drugim materijalima kao što je liveni aluminijum. Prednosti čelika legiranog hromom u odnosu na druge materijale su dobra otpornost na koroziju i ciklična termička opterećenja. Bakar predstavlja najbolji materijal u pogledu termičke provodljivosti i proizvodi se kao i čelik i aluminijum u obliku tankih ploča, cevi i limova (traka). Bakar se kao materijal najčešće koristi kod proizvodnje sanitarnih razmenjivača toplote, njegova loša osobina u pogledu proizvodnje kondenzacionih razmenjivača toplote je cena materijala po jedinici mase (bakar je približno 3 – 4 puta skuplji od čelika legiranog hromom).

Kod podnih gasnih niskotemperaturnih kotlova liveno gvožđe u kombinaciji sa čelikom, predstavlja materijal koji se najčešće koriste za izradu kondenzacijskih ložišta, u kombinaciji sa ventilatorskim gorionikom. Za manje kotlove, i gasne zidne kotlove upotrebljavaju se lakši materijali kao što su: aluminijum, čelik (orebrene cevi) i bakar.

Za tercijarne razmenjivače toplote (produkti sagorevanja/vazduh iz spoljne okoline) upotrebljavaju se plastični materijali jer je temperatura produkata sagorevanja ispod 90 (°C). Debljina plastičnih materijala koji se koriste za izradu tercijarnih razmenjivača toplote je ponekad manja od 0,3 mm. Termička provodnost plastičnih materijala pri izradi tercijarnih razmenjivača toplote nije odlučujući kriterijum pri izboru materijala. Plastični materijali imaju dobru otpornost prema koroziji i postojani su u pogledu hemijskih degradacija materijala. Proizvođači gasnih kotlova ponekad vrše integraciju tercijarnog razmenjivača toplote sa kondenzacionim razmenjivačem toplote, tada obično upotrebljavaju plastične materijale za izradu kućišta tercijarnog razmenjivača toplote. Razmenjivačka površina tercijarnog razmenjivača toplote je izrađena od metalnih traka minimalne debljine. Plastični tercijarni razmenjivači toplote predgrevaju vazduh za sagorevanje približno do 60 (°C), i na taj način se hlade produkti sagorevanja na temperaturu koja ima vrednost oko 50 (°C). Na ovaj način se omogućava pojava procesa kondenzacije i kod povećanih vrednosti temperatura povratnog voda radnog medijuma.

5.3. Koeficijenti prenosa toplote sa i bez kondenzacije

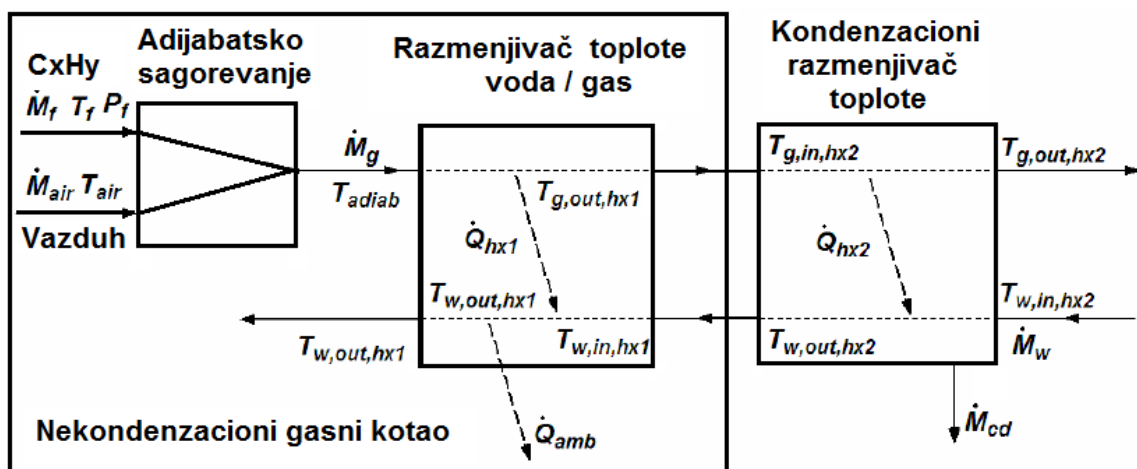
Kondenzacioni kotlovi nude značajne uštede energije zbog povećane efikasnosti u odnosu na nekondenzacione kotlove, koji su konstruisani tako da bi se izbegla kondenzacija vlažnih produkata sagorevanja, a time i pojava nisko temperaturne korozije. Nekondenzacioni kotlovi imaju temperaturu produkata sagorevanja između 140 – 180 (°C), što dovodi do povećanih gubitka toplote.

Kondenzaciona tehnologija se sastoji od hlađenja vlažnih produkata sagorevanja ispod točke rose, tako da se vlažni produkti sagorevanja mogu kondenzovati. Latentna toplota može se delimično iskoristiti. Termička efikasnost kotla se značajno povećava hlađenjem vlažnih produkata sagorevanja. Ova tehnologija je, danas, standardna tehnologija za grejanje prostora u mnogim zemljama. To je najdominantnija tehnologija za izradu kotlova u Holandiji, (Makaire i Ngendakumana, 2010).

Kontrola i upravljanje emisije štetnih sastojaka u spoljnu okolinu omogućava optimalne uslove za rad kotla. Obezbeđivanje kontinualnog rada kondenzacionog razmenjivača toplote može se ostvariti upravljanjem temperaturom povratnog voda kotla. Temperatura povratnog voda kotla bi trebala da bude ispod temperature tačke rose vlažnih produkata sagorevanja. To znači da bi sistem grejanja trebalo projektovati i izraditi tako da bude omogućen rad sa nižim temperaturama potisnog voda sistema grejanja, (podni sistem grejanja, niskotemperaturni sistemi grejanja, radijatorski sistem i sistem sa “fan-coil” jedinicama).

Prethodni istraživači su se bavili kondenzacijom kao fenomenom, istraživanja su vršili na postojećim kondenzacionim kotlovima, uglavnom u ograničenim, laboratorijskim uslovima. Neki istraživači su se fokusirali na koeficijent prenosa toplote vlažnih produkata sagorevanja i gasne smeše sa velikom količinom nekondenzujućeg gasa i visokim sadržajem vlage (Weiss i dr., 2009 i Che i dr., 2004). Ovi istraživači su utvrdili da se koeficijent konvektivnog prenosa toplote sa kondenzacijom povećava 1,5 - 2 puta u odnosu na odgovarajući koeficijent konvektivnog prenosa toplote bez kondenzacije. Koeficijent konvektivnog prenosa toplote raste u mešavini protoka vlažnih produkata sagorevanja i nekondenzujućeg gasa. U eksperimentalnim istraživanjima se ovaj koeficijent može uvećati 1 - 3,5 puta, (Liang i dr., 2007).

Hanby (2007) je predstavio opšti model kotla koja pokriva kondenzacioni režima prenosa toplote, ostvaren uz pomoć kondenzacionog razmenjivača toplote. Praćenje svih neophodnih parametara rada kotla omogućilo je izradu adekvatnog modela. Ovaj model koristi metodu sličnosti (opšti model kotla sa dodatkom modela kondenzacionog razmenjivača toplote), jer je geometrija kotlova uglavnom nepoznata. Ključni parametar predstavlja koeficijent prenosa toplote između produkata sagorevanja i radnog medijuma. Struktura razvijenog modela se sastoji od nekondenzacionog modela kotla sa glavnim suprotnosmernim razmenjivačem toplote voda-gas (HX1), na koji se dodaje kondenzacioni razmenjivač toplote (HX2).



Slika 5.2. Struktura modela – Hanby (Makaire i Ngendakumana, 2010)

5.4. Temperatura tačke rose

„Prirodni gas kao mešavina gasovitih ugljovodonika sa dominacijom metana predstavlja izuzetno vredan energent i hemijsku sirovinu koja poseduje i značajne tehnološko-ekonomske i ekološke prednosti u odnosu na konvencionalna goriva. Prirodni gas je gotovo idealno gorivo koje se lako meša sa vazduhom, ima veliku brzinu sagorevanja bez dima, čađi i čvrstih ostataka, te prema tome ne zagađuje okolinu u velikoj meri. Iskustvo zemalja sa dugom tradicijom korišćenja gasa pokazuje da je prirodni gas jedan od najbezbednijih energenata. Prirodni gas danas se višestruko koristi: u industriji, za komercijalnu upotrebu, u širokoj potrošnji, za proizvodnju električne energije, kao sirovina u proizvodnji, a koristi se i za pogon motornih vozila. Prirodni gas se primarno sastoji od metana, ali uključuje i ostale teže ugljovodonike, kao i ugljen dioksid i azot. Od sastava gasa zavisi toplotna moć.“⁴³

Uobičajeni sastav i donja toplotna moć uvoznog prirodnog gasa u su dati u tabeli 5.1.

Tabela 5.1. Sastav i donja toplotna moć prirodnog gasa (Brković i dr., 2015)

Sastav gasa u molekulskim procentima									Donja toplotna moć (MJ/Nm ³)
Metan C1	Etan C2	Propan C3	I-butan IC4	N-butan	I-pentan	N-pentan	Azot N ₂	Ugljen dioksid CO ₂	33,338
96,946	1,230	0,355	0,075	0,073	0,018	0,013	0,977	0,330	
(84,900 - 97,072)	(1,136 - 9,510)	(0,100 - 1,5)	(0,01 - 0,3)	(0,01 - 0,14)	(0,01 - 0,14)	(0,01 - 0,3)	(0,320 - 2,100)	(0,080 - 1,100)	

Analizirajući sastav uvoznog prirodnog gasa uočeno je se da su ugljo-vodonici najvažniji sastojci prirodnog gasa. Zapreminski procenat metana u prirodnom gasu iznosi 96,946 (%).

Eksperimentalnim i teorijskim proučavanjem vlažnih produkata sagorevanja, uočeno je da se početak pojave kondenzacije – tačka rose uglavnom javlja u temperaturnom intervalu 55 – 60 (°C). Tačka rose zavisi od viška vazduha koji se pojavljuje u procesu sagorevanja. Temperatura produkata sagorevanja se smanjuje tako što vršimo njihovo hlađenje radnim medijumom iz povratnog voda sistema grejanja, ili iz nekog drugog sistema, na taj način vršimo odvođenje osetne i latentne toplote koja se nalazi u produktima sagorevanja.

Gornja i donja toplotna moć prirodnog gasa koji se upotrebljava u Republici Srbiji može se proračunati na osnovu zapreminskog sastava koji je dat u tabeli 5.1, navedena

⁴³ www.srbijagas.co.rs/potrosaci/o-prirodnom-gasu-.76.html

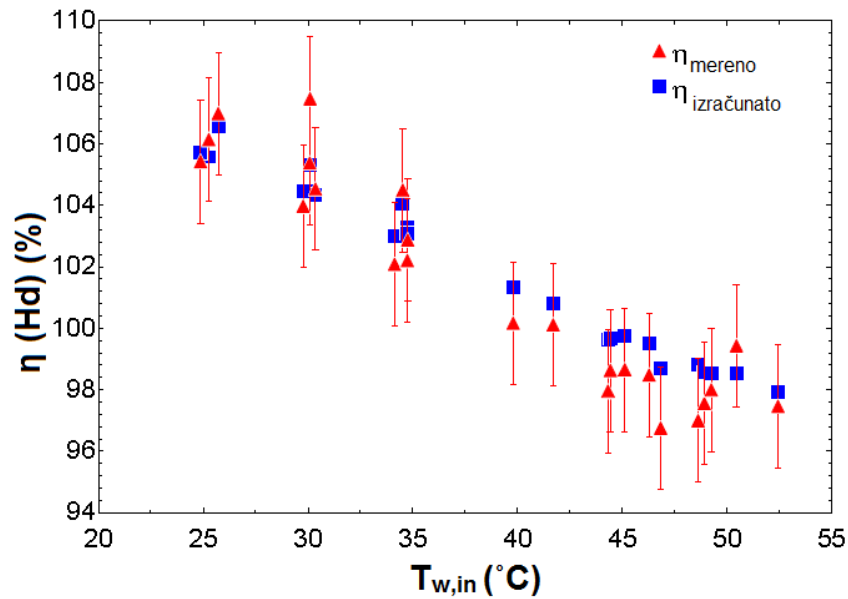
je donja toplotna moć gasa od 33,338 (MJ/Nm³), gornja toplotna moć navedenog gasa iznosi 36,972 (MJ/Nm³), razlika između gornje i donje toplotne moći iznosi 3,634 (MJ/Nm³). U slučaju da se pri teorijskom izračunavanju efikasnosti kotla koristi gornja toplotna moć može se dobiti maksimalna vrednost od $(36,972/33,338) \times 100 (\%) = 110,9 (\%)$, uz obavezno navođenje oznake da se radi o stepenu efikasnosti kotla koja je posmatrana u odnosu na gornju toplotnu moć gasa.

Poznavanje informacija o sadržaju kiseonika u produktima sagorevanja i sastava prirodnog gasa, omogućava proračun adijabatske temperature T_{adiab} (K). Ova temperatura se izračunava u postupku proračuna sastava produkata sagorevanja.

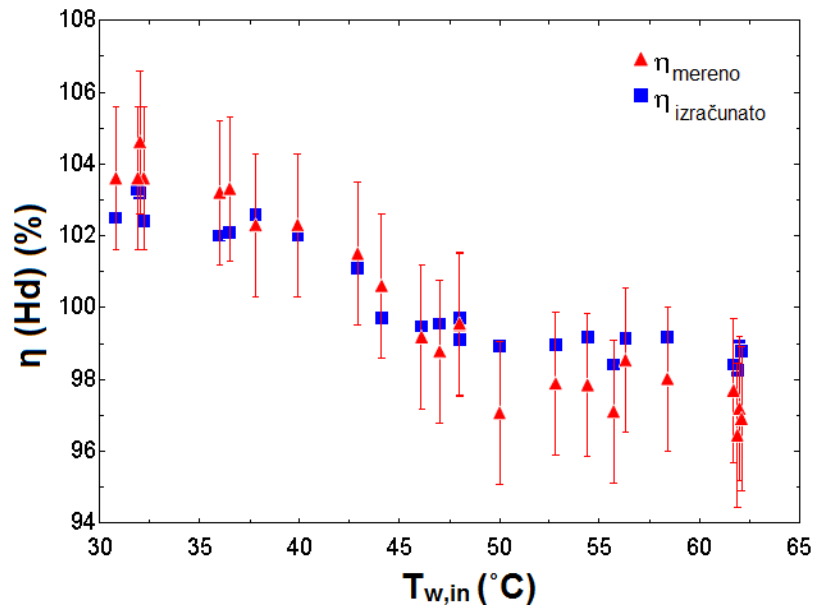
Prilikom modelovanja kondenzacije kod kondenzacionog kotla na gas, produkti sagorevanja pre ulaska u drugi razmenjivač toplote (HX2), u toku proračuna se termodinamički podaci vlažnih produkata sagorevanja supstituišu adekvatnim termodinamičkim podacima za vlažan vazduh. Kondenzacioni razmenjivač toplote se prilikom izrade simulacionog modela može predstaviti kao spirala (zavojnica) za hlađenje vlažnih produkata sagorevanja. Glavna razlika u odnosu na Hanby-jev model leži u delu modela koji se odnosi na kondenzacioni razmenjivač toplote. Kondenzacioni razmenjivač toplote je podeljen na 5 zona i za svaku zonu je izrađena simulacija po modelu Morisoa, (Morrisot, 2000).

Šest parametara je potrebno za izvođenje proračuna. Ovi parametri se mogu dobiti eksperimentalnim putem pa se nazivaju i eksperimentalnim podacima. Potrebno obezbediti rad kotla bez pojave kondenzacije "suvi režim rada", a zatim obaviti ispitivanje u "kondenzacionom režimu rada". Ispitivanja su izvršena u stacionarnom stanju na dva kotla (kotlovi su kao pogonsko gorivo koristili gas i lož ulje), čiji je nominalni kapacitet iznosio 24 (kW). Ovi kotlovi su upotrebljeni za ispitivanje kako bi dobijeni eksperimentalni parametric odgovarali parametarima modela i kako bi se mogla izvršiti provera ponašanja modela. Model daje ispravan trend za predviđanje termičke efikasnost kondenzacionih kotlova. Za gasni kotao, ispod tačke rose, opseg temperatura 52 - 58 (°C), efikasnost postepeno raste i povećava se do granice od 106 (%). Trend je isti i za kotao koji kao gorivo upotrebljava lož ulje. U ovom slučaju, temperatura tačke rose iznosi 47 (°C). Ispod tačke rose, efikasnost raste do granice od 104 (%). Izvršeno je upoređivanje izračunate termičke efikasnosti u odnosu na izmerene vrednosti, za svaki eksperimentalni rezultat. Rezultati su prikazani na slici 5.3. Za oba kotla, izračunata efikasnost je veća od izmerene. Međutim, potrebno je procenu efikasnosti uzeti sa rezervom zbog merne greške koja može iznositi i do 2 (%).

Da bi se iskoristila latentna toplota vlažnih produkata sagorevanja kroz razmenjivač toplote kondenzacionog kotla mora se obezbediti protok radnog fluida takve temperature da se produkti sagorevanja mogu ohladiti na određenu temperaturu na kojoj se kondenzacija ostvaruje. Kondenzacija počinje da se ostvaruje na temperaturi koja se zove temperatura tačke rose, koja ima najveću vrednost za potpuno sagorevanje i nalazi se nešto ispod 60 (°C) (54 - 57 (°C) za CH₄, sa koeficijentom viška vazduha od 10(%)), (ASHRAE, 2008).



a)

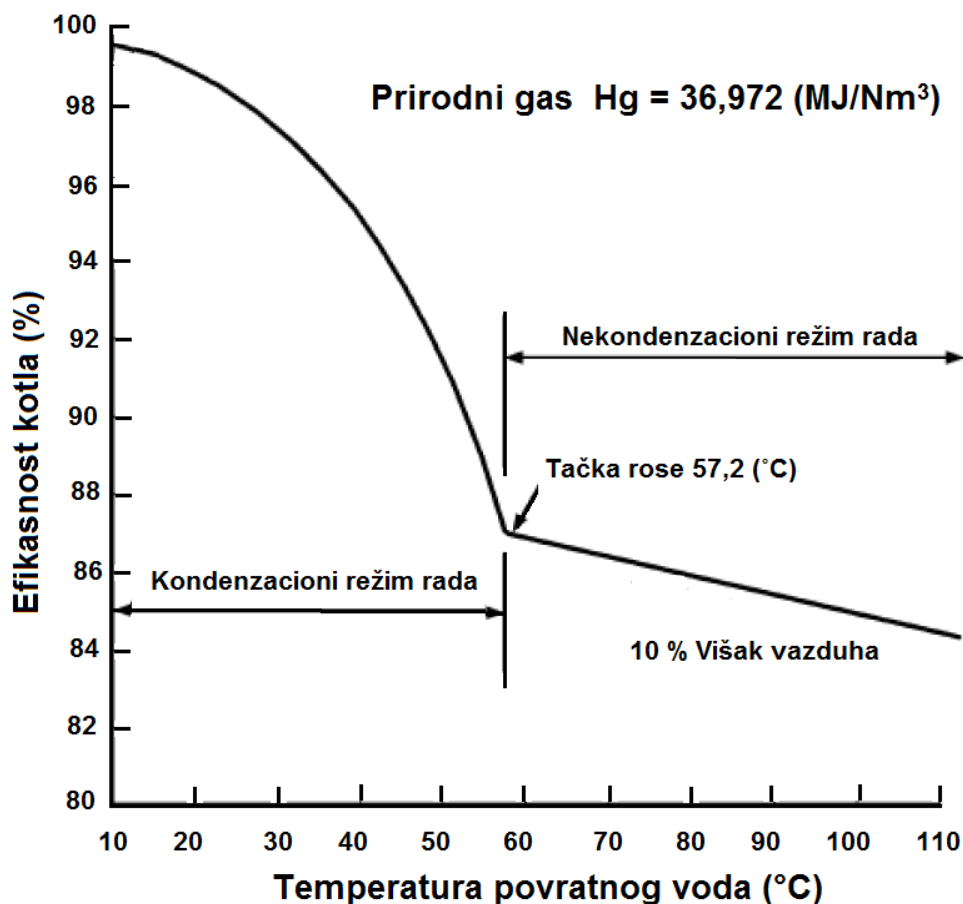


b)

Slika 5.3. Upoređivanje računске i merene efikasnosti kotla za različite vrednosti temperature povratne vode kotla (Makaire i Ngendakumana, 2010)
 a) Gasni kondenzacioni kotao – b) Kondenzacioni kotao na lož ulje

Temperatura tačke rose zavisi od mnogih faktora, uključujući i iznos viška vazduha za sagorevanje i količinu vlage u vazduhu za sagorevanje. Slika 5.4. prikazuje krivu efikasnosti u zavisnosti od temperature povratnog voda kondenzacionog kotla.

Promena krive linije koja predstavlja zavisnost efikasnosti od temperature povratnog voda je uzrokovana pojavom kondenzacije. Deo krive zavisnosti levo od temperature tačke rose ima tendenciju bržeg povećanja efikasnosti. Tačka prevoja je na temperaturi nižoj od 57,2 (°C), temperature tačke rose za potpuno sagorevanje metana.



Slika 5.4. Zavisnost efikasnosti kotla od temperature povratnog voda

5.5. Temperatura povratnog voda kotla

Kod nekondenzacionih gasnih kotlova izrađenih od livenog gvožđa ili od čeličnog lima, uobičajena vrednost temperature produkata sagorevanja se nalazi u granicama od 140 – 180 (°C), (Lazzarin, 2012).

Produkti sagorevanja sadrže CO, CO₂, SO_x, NO_x i vlažne produkte sagorevanja, postojanje ovih sastojaka ponekad kod nekondenzacionih kotlova dovodi do stvaranja ugljene ili neke druge kiseline. Rastvoreni CO₂, i sumporni oksidi u nastalom kondenzatu stvaraju srednje kisele rastvore čija se pH vrednost kreće između 3 i 4, (Mitchel, 2008).

Kondenzacioni kotlovi za razliku od nekondenzacionih kotlova su projektovani i izrađeni tako da izazivaju kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja na svojim razmenjivačkim površinama. Zidovi razmenjivačkih površina mogu biti izrađeni od: čelika legiranog hromom, aluminijuma, ili specijalnih legura koje su otporne na uticaj ugljene kiseline. Sifon i cevi za odvođenje kondenzata iz kondenzacionog ložišta se izrađuju od plastičnih materijala koji su otporni na uticaj agresivnog kondenzata.

Vrednost temperature povratnog voda kondenzacionog kotla koja izaziva kondenzaciju je promenljiva i zavisi od geometrije samog kotla. Da bi se dobila visoka

efikasnost, vlažne produkte sagorevanja u izduvnim gasovima potrebno je kondenzovati. Latentnu toplotu koja se oslobađa moguće je upotrebiti za predgrevanje radnog medijuma povratnog voda kondenzacionog kotla. Ukoliko je niža vrednost temperature radnog medijuma povratnog voda, veća je količina vlažnih produkata sagorevanja koja može da se kondenzuje, ovaj proces izaziva povećanje efikasnosti kondenzacionog kotla. Hlađenje dimnih gasova u tom smislu zahteva da sistem centralnog grejanja ima temperaturu povratne vode u kondenzacioni kotao nižu od vrednosti temperature tačke rose vlažnih produkata sagorevanja.

U većini slučajeva produkti sagorevanja iz kondenzacionog razmenjivača izlaze sa 60 (°C). Iznad ove temperature, vlaga iz produkata sagorevanja se ne kondenzuje, nego ostaje u gasnom stanju. Ispod ove temperature, vodena para će promeniti fazu, dolazi do kondenzacije. Kotlovi za centralno grejanje koji rade na temperaturama preko 60 (°C), nemaju mogućnost kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja. Kada se ovo desi, kotao radi u režimu bez kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja i zbog toga je njegova efikasnost manja, mada je i dalje veća od stepena efikasnosti za nekondenzacione kotlove.

5.6. Stepen termičkog opterećenja gasnog kotla

Energetska efikasnost kondenzacionog kotla se povećava kako njegovo termičko opterećenje opada. Kada kondenzacioni kotao ima temperaturu povratnog voda radnog medijuma 32 (°C), tada je njegova energetska efikasnost oko 100 (%), posmatrano u odnosu na gornju toplotnu moć. Za kondenzacioni gasni kotao koji radi na 30 (%) termičkog opterećenja energetska efikasnost iznosi oko 97 (%), posmatrano u odnosu na donju toplotnu moć goriva, (Makaire i Ngendakumana, 2010).

Zavisnost efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla od opterećenja je obrnuto srazmerna. Smanjenjem opterećenja gasnog kotla dolazi do povećanja njegove efikasnosti. Kada je temperatura radnog medijuma povratnog voda 32 (°C) i njegovo opterećenje 100 (%) njegova efikasnost iznosi 94 (%) (posmatrano u odnosu na donju toplotnu moć). Kada se opterećenje kotla smanji na vrednost od 30 (%), efikasnost raste i ima približnu vrednost od 97 (%). Ukoliko se opterećenje podesi na 15 (%) efikasnost ima vrednost od 98 (%).

Ispitivanja sprovedena od strane **Energy Systems Research Units** na univerzitetu **Strathclyd** u Škotskoj pokazuju kompleksnu polinomsku zavisnost krive efikasnosti kondenzacionih kotlova pri različitim stepenima opterećenja i različitim vrednostima temperature radnog medijuma povratnog voda kotla.

Navedena zavisnost je izražena jednačinom:

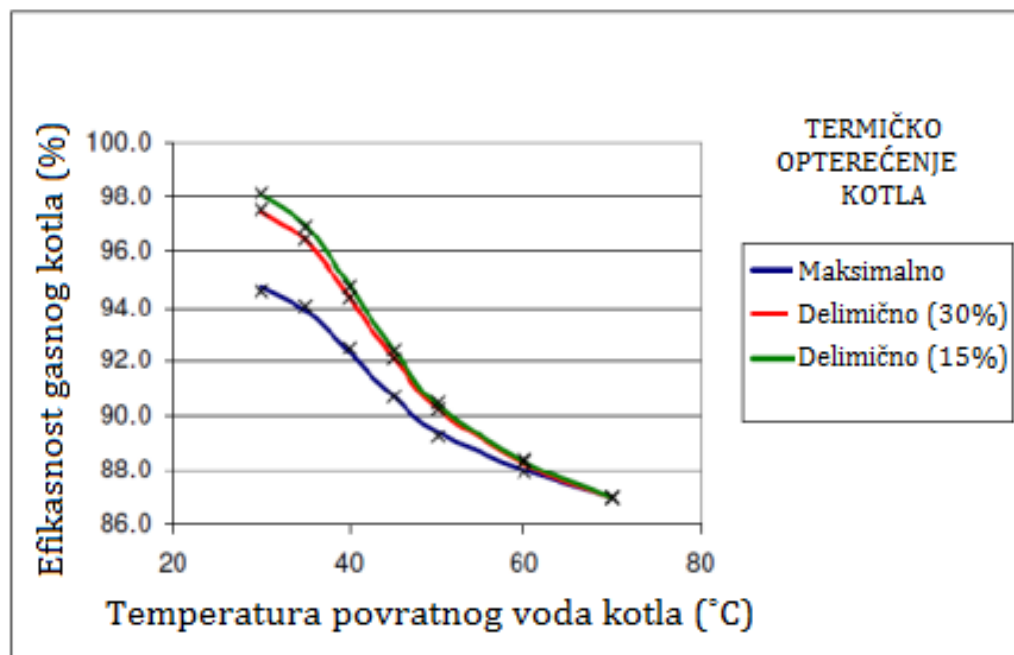
$$\eta = \alpha_1 T + \alpha_2 T^2 + \alpha_3 T^3 + \alpha_4 T^3 + \alpha_5 y + \alpha_6 y T + \alpha_7 y T^2 + \alpha_8 \quad (5.5)$$

Koeficijenti koji odgovaraju rezultatima eksperimentalnog istraživanja sa 15, 30 i 100 (%) opterećenja gasnog kondenzacionog kotla dati su u tabeli 5.2.

Tabela 5.2. Koeficijenti za krivu efikasnosti opisnu kompleksnim polinomom (Energy System Research Unit – University of Strathclyd, 2007)

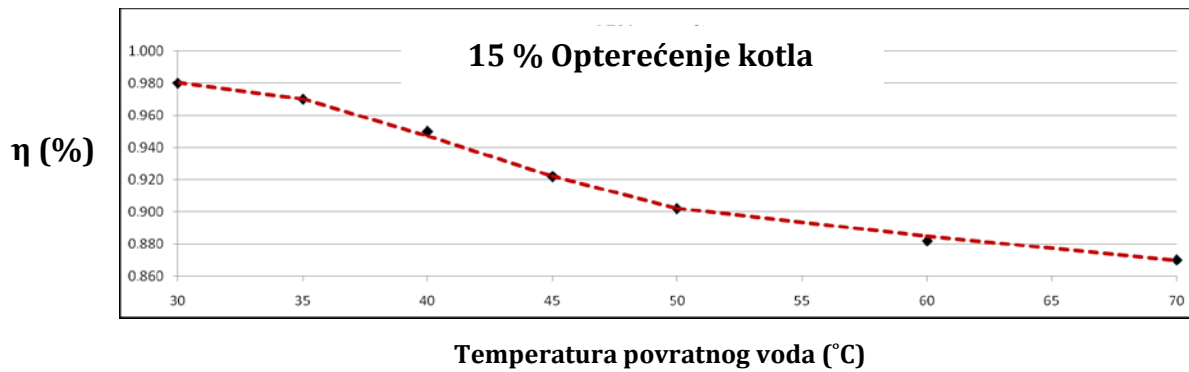
Koeficijent	Vrednost koeficijenta
α_1	0,124
α_2	-0,0408
α_3	0,00054
α_4	-0,000000271
α_5	-0,104
α_6	0,00256
α_7	-0,0000153
α_8	-0,349

Primenjeni model dovodi u vezu radne uslove (termičko opterećenje kotla, i temperaturu povratnog voda radnog medijuma kotla) sa njegovom efikasnošću.



Slika 5.5. Zavisnost efikasnosti od temperature povratnog voda i stepena termičkog opterećenja gasnog kondenzacionog kotla (Energy System Research Unit – University of Strathclyd, 2007)

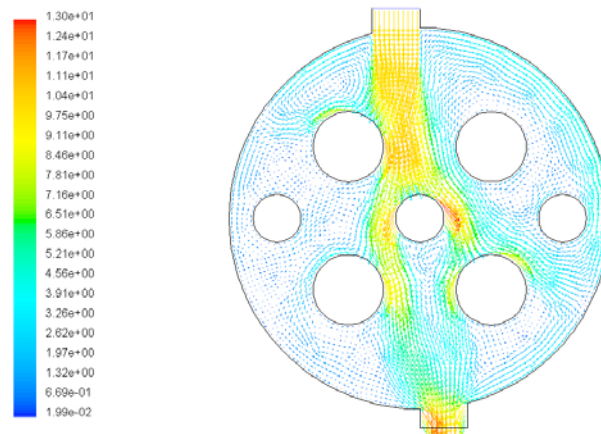
Model je opšte primenljiv za sve radne uslove i sva termička opterećenja gasnog kondenzacionog kotla. Važno je istaći da se efikasnot u modelu izražava u odnosu na donju toplotnu moć prirodnog gasa (H_d).



Slika 5.6. Zavisnost efikasnosti od temperature povratnog voda i stepena opterećenja gasnog kondenzacionog kotla (Aganović, 2013)

5.7. Termička inercija

Kada se vrše istraživanja termotehničkih sistema, neophodno je ispitati i termičku masu koja učestvuje u radu termotehničkog sistema. Pojam termičke mase je povezan sa pojmovima toplotne akumulacije i toplotne inercije. Za izradu gasnog kondenzacionog kotla neophodna je upotreba različitih vrsta materijala. Materijali koji su potrebni za izradu i rad kotla su: metal, plastika, gas, vazduh, voda ili neki drugi radni medijum. Ovi materijali imaju mogućnost apsorpcije određene količine toplote. Ukoliko je kotao izrađen od livenog gvožđa i u sebi sadrži veliku količinu vode, za ovakve kotlove kažemo da imaju veliku termičku masu, odnosno da je njihova termička inercija velika, (Siegenthaler, 2003).



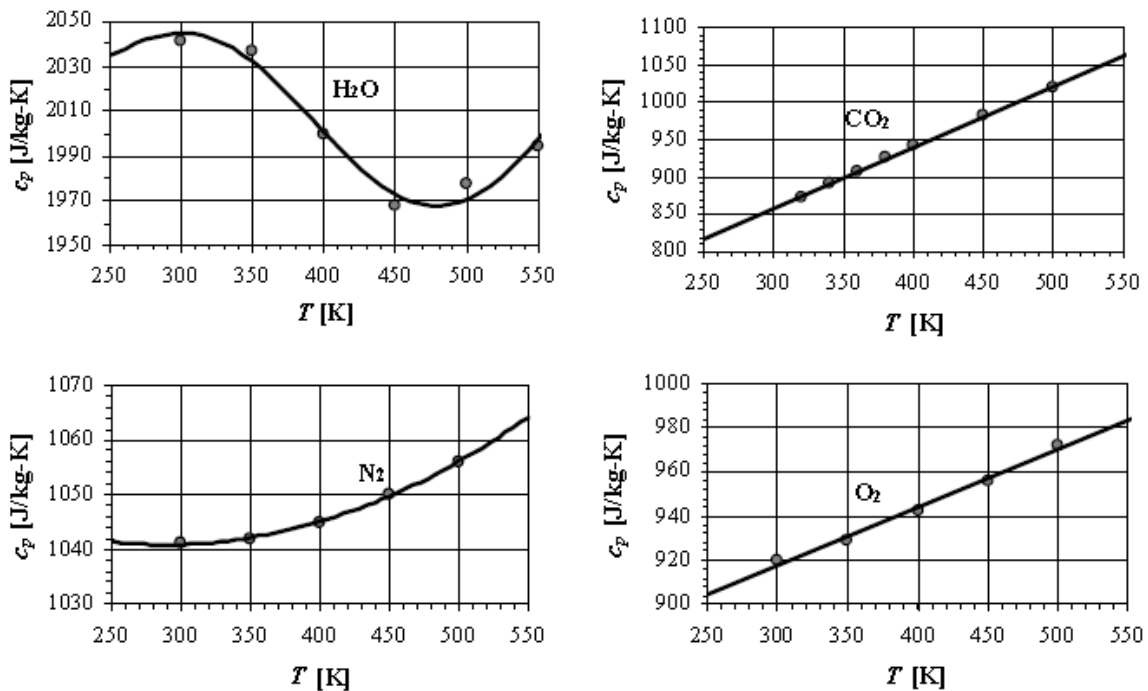
Slika 5.7. Modelovanje razmenjivača toplote uz upotrebu CFD modela (Computational Fluid Dynamics) (Riff, 2004)

Termička inercija kod gasnih kotlova je poželjna jer se zadržava određena količina toplotne energije u kotlu između dva radna ciklusa. Smanjivanje frekvencije uključivanja gorionika doprinosi povećanju energetske efikasnosti. Apsorpcija toplote i termička inercija su značajne karakteristike materijala na koje treba obratiti pažnju prilikom izbora materijala za izradu pojedinih delova kondenzacionih kotlova.

Danas se prilikom projektovanja gasnih kotlova upotrebljavaju moćni simulacioni alati koji su u stanju da izvrše modelovanje pojedinih elemenata gasnih kondenzacionih kotlova i izvrše njihovo ispitivanje bez izrade prototipa. Nakon ispitivanja modela moguće je izvršiti pravilan odabir materijala u pogledu adekvatne toplotne inercije.

Podatke o toplotnom kapacitetu vodene pare na atmosferskom pritisku predstavio je Granryd (1995). Ostale vrednosti su preuzete od istraživačkog tima Incropera i De Witt-a (1996) i važe za vrednost atmosferskog pritiska.

Maksimalne vrednosti toplotnog kapaciteta vode koje se mogu upotrebiti kod gasnih kondenzacionih kotlova se nalaze u granici od 300 – 400 (K), tada je vrednost toplotnog kapaciteta vode 2.000 – 2.045 (J/kgK). Najmanji toplotni kapacitet ima ugljen-dioksid svega oko 890(J/kgK), dok azot i kiseonik imaju 1.044 odnosno 928 (J/kgK), za vrednost temperature koja je približno jednaka temperturi tačke rose.



Slika 5.8. Toplotni kapacitet pojedinih komponenti dimnog gasa u zavisnosti od temperature (Person i dr., 2012)

5.8. Gorionici

Osnovna funkcija svakog gorionika je da pripremi smešu goriva/vazduha u tačno određenom odnosu (*engl. RATIO*) pre nego što stigne do plamena u komori sagorevanja. Gorionici se klasifikuju prema vrsti goriva koje sagorevaju i prema načinu dovođenja vazduha za sagorevanje (ASHRAE, 2008).

Gorionici mogu biti izrađeni samo za sagorevanje jedne vrste goriva, ali je u upotrebi česta kombinacija i dve vrste goriva (gas i lož ulje), pa takve gorionike nazivamo kombinovanim gorionicima.

Prema načinu ubacivanja vazduha potrebnog za sagorevanje u komoru sagorevanja gorionike možemo podeliti na:

1. gorionike sa prirodnom promajom i
2. gorionike sa prinudnom promajom.

Kod gorionika sa prirodnom promajom vazduh neophodan za sagorevanje se dovodi konvektivnim strujanjem i teško se postiže kontrola odnosa gas/vazduh. Kod gorionika sa prinudnom cirkulacijom vazduha, putem upravljanja motora ventilatora ostvaruje se i kontrola dovodenja vazduha u komoru sagorevanja, na taj način se postižu optimalne smeše gas/vazduh, koje sagorevaju u komori sagorevanja kotla.

U cilju povećanja energetske efikasnosti gasnih i uljnih kondenzacionih kotlova uglavnom se upotrebljavaju gorionici čije je upravljanje modulaciono.

Kod proizvodnje gasnih kotlova upotrebljavaju se sledeće vrste gorionika:

1. ravni – pločasti gorionici;
2. cilindrični – premiks gorionici; i
3. ventilatorski gorionici.

Za izradu ravnih pločastih gorionika ili polu-cilindričnih gorionika upotrebljavaju se perforirane ploče, keramička ili metalna vlakna kao materijal za izradu gorionika. Svaki otvor na ploči gorionika služi kao mikrogorionik. Geometrija otvora gorionika, protok i pritisak goriva i vazduha za sagorevanje (ili njihovih mešavina), određuju oblik i veličinu svakog pojedinačnog mikroplamena. U zavisnosti od pozicije, veličine i oblika plamena možemo razlikovati sledeće vrste plamena:

1. plamen lebdi iznad tela gorionika – slobodni plamen;
2. plamen se nalazi na površini gorionika – zračeći gorionik; i
3. sagorevanje se odvija unutar gorionika – gorionik bez vidljivog plamena.

Sagorevanja kod navedenih vrsta gorionika imaju različite mehanizme prenosa toplote. Za pojedine gasne gorionike mogu se navesti pojedinačne vrednosti:

- kod gorionika koji imaju slobodan plamen; 5 (%) toplote se prenosi zračenjem, temperatura produkata sagorevanja se kreće u intervalu 1.300 – 1.500 (°C);
- kod metalnih premiks gorionika; 5 – 15 (%) toplote se prenosi zračenjem, temperatura produkata sagorevanja se kreće u intervalu 1.200 – 1.300 (°C);

- kod gorionika sa keramičkim elementima; 20 – 25 (%) toplote se prenosi zračenjem, temperatura produkata sagorevanja se kreće u intervalu 1.000 – 1.100 (°C) i
- kod gorionika bez vidljivog plamena; 30 – 35 (%) toplote se prenosi zračenjem, temperatura produkata sagorevanja koji napuštaju telo gorionika su 1.000 (°C).

Na osnovu navedenih podataka moguće je odrediti maksimalna termička opterećenja svih vrsta gorionika prema površini gorionika:

- gorionici za nekondenzacione gasne kotlove (pločasti gorionici) < 100 (W/cm²);
- keramički pločasti gorionici i gorionici bez plamena od 300 – 400 (W/cm²) i
- eksperimentalni keramički gorionici i gorionici sa metalnim vlaknima imaju mogućnost maksimalnog termičkog opterećenja više od 1.300 (W/cm²).

5.9. Kontrola sagorevanja

Više evropskih proizvođača gasnih kotlova danas imaju u svojoj ponudi kotlove koji imaju mogućnost rada sa gasovitim gorivima različitog sastava i toplotne moći, ovi kotlovi imaju mogućnost automatskog podešavanja koeficijenta viška vazduha. Za sada su u Danskoj i Nemačkoj sprovedena istraživanja sagorevanja prirodnog gasa kojem je dodat značajan procenat vodonika, ovakav način rada omogućava rad kondenzacionih gasnih kotlova u kombinaciji sa postrojenjima gorivih ćelija.

Kontrolu sagorevanja putem jonizacije primenjuje deo proizvođača gasnih kotlova. Jonizacija plamena se upotrebljava kod sagorevanja ugljo-vodonika, ili mešavine ugljo-vodonika sa vodonikom. Stvaranje jona omogućava kontrolu plamena, ali i upravljanje procesom sagorevanja. Posebna pažnja se poklanja lokaciji elektrode za jonizaciju na gasnom gorioniku. Pozicija elektrode za jonizaciju u velikoj meri menja signal za upravljanje, jer se u električnom kolu jonizacije javljaju jačine električne struje I_{io} (μA). Ovako mala jačina električne struje jonizacije I_{io} (μA) mora se pažljivo sprovesti do elektronske upravljačke ploče gde se ovaj signal obrađuje i na taj način vrši upravljanje procesom sagorevanja putem kontrole dotoka gasa i vazduha.

Analiza produkata sagorevanja, koju upotrebljavaju ostali evropski proizvođači gasnih kondenzacionih kotlova, zasniva se na detekciji CO (ugljen-monoksida). Ugljen-monoksid predstavlja jedan od produkata sagorevanja prirodnog gasa, nepotpuno sagorevanje daje velike količine ugljen-monoksida. Određivanje radne tačke gorionika se uglavnom svodi na podešavanje optimalne vrednosti CO (između minimalne i maksimalne vrednosti CO). Ispitivanja osetljivosti sistema za analizu produkata

sagorevanja na promenljivi sastav gasa koji se sagoreva u ložištu pokazala su da nije potrebno nikakvo prilagođavanje ovog sistema, moguće je koristiti postojeći sistem.

Vodonik se u prirodnom gasu pojavljuje sa veoma malim zapreminskim procentom, pa se upotreba vodonika u sistemima gde se vrši sagorevanje prirodnog gasa još uvek istražuje. Vodonik se uglavnom dobija procesom gasifikacije (gasifikacija biomase ili fosilnih goriva), ili iz postrojenja gorivih ćelija. Osobine vodonika i metana značajno utiču na kompoziciju gasa za sagorevanje, na njegovu gornju i donju toplotnu moć, Wobbe indeks, na vrstu i brzinu strujanja prilikom sagorevanja.

Na slici 5.9. prikazan je uticaj dodavanja vodonika metanu i prirodnom gasu. Vodonik utiče na smanjenje toplotne moći i Wobbe indeksa u mešavini sa prirodnim gasom i metanom.

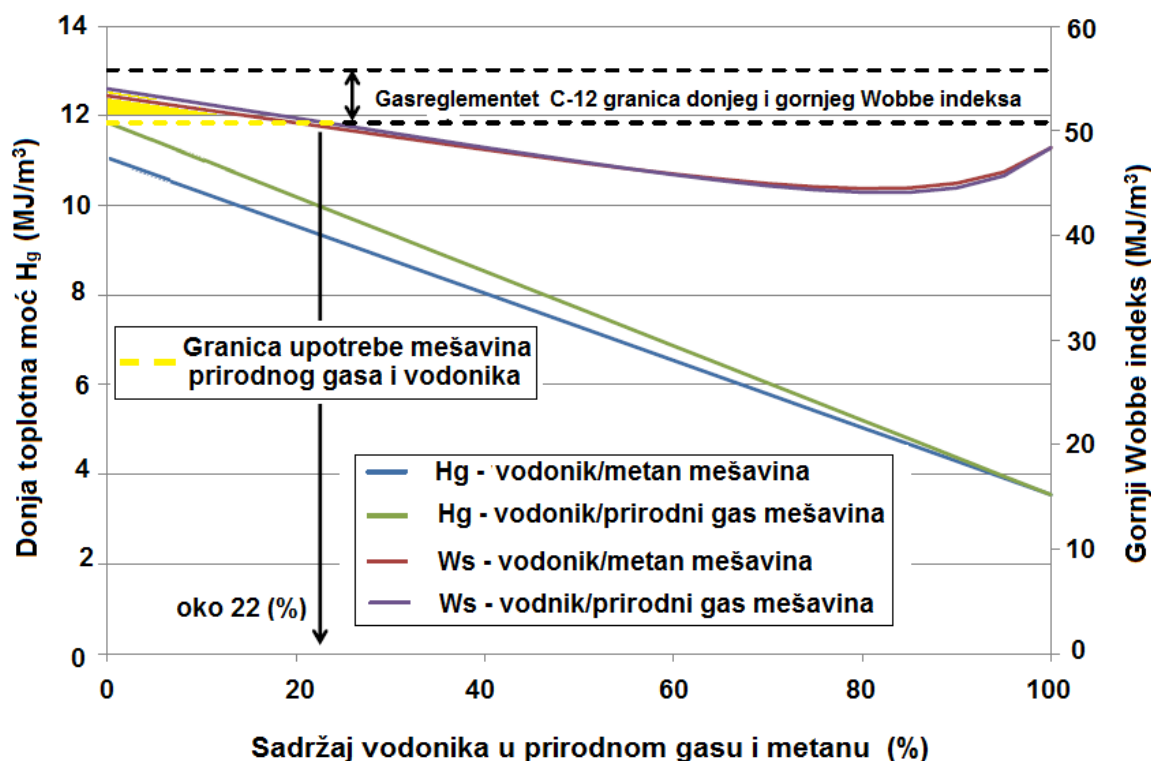
Tabela 5.3. Osobine vodonika i metana (25/0 °C)⁴⁴

Osobina	Vodnik	Metan
Donja toplotna moć, H_d (MJ/m ³)	10,778	35,808
Gornja toplotna moć H_g (MJ/m ³)	12,752	39,735
H_g / H_d (-)	1,183	1,110
Gustina (kg/m ³)	0,0898	0,7175
Relativna gustina (-)	0,0695	0,5548
Donji Wobbe indeks (MJ/ m ³)	40,8833	48,0714
Gornji Wobbe indeks (MJ/ m ³)	48,3711	53,5434
Potrebna količina vazduha (m ³ /m ³)	2,409	9,671
Brzina laminarnog plamena (m/s)	346	43

Kada se vodonik doda prirodnom gasu, neophodno je izvršiti prilagođavanje rada gorionika jer se radna tačka gorionika menja. Ova osobina je veoma značajna za potrošače prirodnog gasa u čijim se transportnim i distributivnim sistemima sastav i vrednosti toplotne moći prirodnog gasa menjaju u zavisnosti od dela godine u kojem se gas troši. U zimskom periodu kod povećane potrošnje prirodnog gasa, najveći deo potrošnje se u evropskim državama obezbeđuje uvozom prirodnog gasa iz Rusije, dok je u letnjem periodu potrošnja značajno smanjena i dobrim delom se obezbeđuje iz domaćih izvora evropskih zemalja. Prirodni gas iz domaćih izvora ima značajno lošije karakteristike od uvoznog prirodnog gasa.

Predstavljene su maksimalne vrednosti sadržaja vodonika u mešavini sa metanom i prirodnim gasom koje iznose oko 22 (%) (zapreminskih), ova vrednost se naziva i Danskom graničnom vrednošću za Wobbe indeks, koja je navedena u dokumentu Danish Gas Regulations, Section C 12.

⁴⁴ Toplotne vrednosti preme ISO 6976



Slika 5.9. Toplotne moći i Wobbe indeks kod mešavina vodonika, prirodnog gasa i CH₄

Sagorevanje gasnog goriva i plamen se mogu detektovati na nekoliko načina.

1. Detekcija temperature

Proces sagorevanja ima kao posledicu oslobađanje određene količine toplote, koja menja temperaturne nivoe svih elemenata koji se nalaze u zoni plamena. Termoelement je povezan direktno sa gasnim ventilom, i putem odgovarajućeg elektromagneta održava gasni ventil otvorenim, u slučaju nestanka plamena gasni ventil se automatski zatvara, gasni ventil će se zatvoriti i u slučaju niže temperature na termoelementu od granično dozvoljene temperature;

2. Analiza produkata sagorevanja

Utvrđivanjem sadržaja pojedinih produkata u procesu sagorevanja O₂, CO₂, CO, moguće je izvršiti povratni uticaj na regulaciju procesa sagorevanja i kontrolu protoka gasa i vazduha potrebnog za sagorevanje.

3. Jonizacija plamena

Sagorevanje ugljo-vodonika se odlikuje i pojavom jona u zoni sagorevanja. Koncentracija jona zavisi od količine viška vazduha, i pozicije elektrode za jonizaciju u odnosu na telo gasnog gorionika.

4. Zračenje plamena

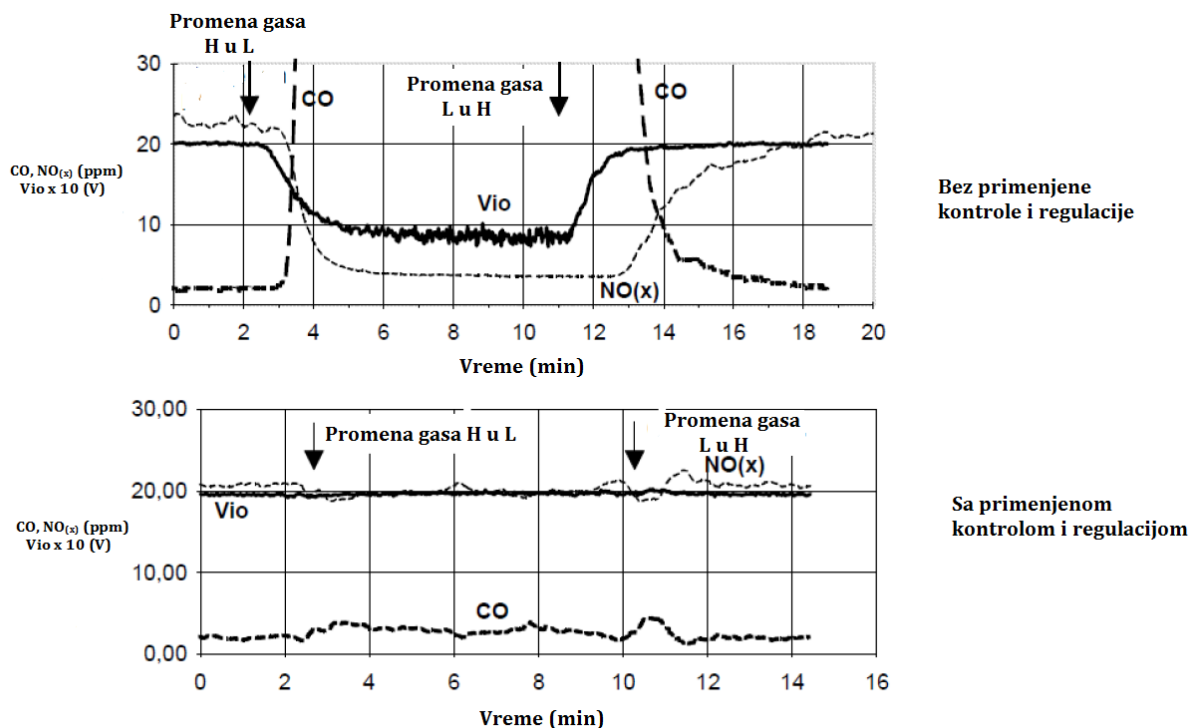
Prilikom sagorevanja pojavljuju se *UV* (ultra-ljubičasto) i *IR* (Infra-crveno) zračenje. Signal ovih zračenja u velikoj meri zavisi od vrste goriva koja se sagoreva u komori sagorevanja i od temperature plamena sagorevanja. Sistem za kontrolu procesa sagorevanja koji se upotrebljava kod gasnih kotlova namenjenih za ugradnju u individualne stambene objekte zasnivaju se na analizi produkata sagorevanja ili na procesu jonizacije. Kod sistema za detekciju *UV* i *IR* zračenja procesa sagorevanja, rezultati prenosa signala u velikoj meri zavise od vrste goriva. Različite vrste goriva emituju talase različitih dužina. Sagorevanje vodonika se može kontrolisati pomoću ovih sistema za kontrolu i podešavanje rada gorionika. Kod gorionika koji imaju veliku instalisanu snagu zračenje *UV* i *IR* spektra se koristi za detekciju prisustva plamena. Ovakav način kontrole se ne može primeniti kod malih gorionika ili kod gorionika sa niskim temperaturama sagorevanja. Oba navedena kriterijuma umanjuju fluks zračenja koji emituje plamen. Razvojem sistema kontrole procesa sagorevanja uklonjena je pneumatska veza koja je postojala između gasnog ventila i ventilatora koji obezbeđuje dovoljnu količinu vazduha za sagorevanje. Sada se upravljanje radom gasnog ventila i ventilatora obavljaju zasebno upotrebom signala koji se dobija praćenjem procesa sagorevanja. Na ovaj način su omogućeni niži režimi rada u pogledu opterećenja gasnog gorionika i ventilatora (ultramodulacija). Postignute su značajne uštede u potrošnji gasa i električne energije u radu gasnih kotlova čija je kontrola izvedena na opisani način.

Duži niz godina u upotrebi je ***SCOT (Safety Combustion Technology)*** sistem za kontrolu i upravljanje radom gorionika. Primenjeni sistem upravljanja koristi signal procesa jonizacije kao ulazni signal. Jonizaciona elektroda je upotrebljena kao sredstvo monitoringa plamena i kontrole sagorevanja. Jonizacioni signal je upotrebljen za kontrolu gasnog ventila, i brzine rada ventilatora. Izvršena su ispitivanja sa dve različite vrste prirodnog gasa (prirodni gas *H* i prirodni gas *L*). Promena vrste gasa izaziva promenu upravljanja radom gorionika. Na slici 5.10. predstavljena je zavisnost parametara sagorevanja u odnosu na primenu upravljanja radom gorionika. Ispitivani su modeli sa upravljanjem rada gorionika i bez upravljanja radom gorionika. Promena koeficijenta viška vazduha je u opsegu od $\lambda=1,2$ za prirodni gas *H*, i $\lambda=1,4$ za prirodni gas *L*. Promena vrste prirodnog gasa od *H* do *L* izaziva razliku u emisiji produkata sagorevanja *CO*, *CO*₂, *NO*_x.

Gasni kotlovi nekih proizvođača opremljeni su sistemom za analizu produkata sagorevanja i sistemom za kontrolu sagorevanja. Senzor za *CO* je upotrebljen kao kontrolni element kvaliteta sagorevanja. Prednosti ovog sistema su sledeće:

1. senzor za *CO* ne mora da daje tačne vrednosti;
2. optimalna vrednost koeficijenta viška vazduha može da varira u zavisnosti od projektnog rešenja gorionika koji je ugrađen u gasni kotao, ili optimalna tačka može da varira i u zavisnosti od perioda životnog veka gorionika i

3. sistem kontrole sagorevanja zasnovan na senzoru za CO može jednostavno da se prilagodi radnoj tački koja odgovara sigurnom radu, i niskoj emisiji štetnih sastojaka u radu gorionika.

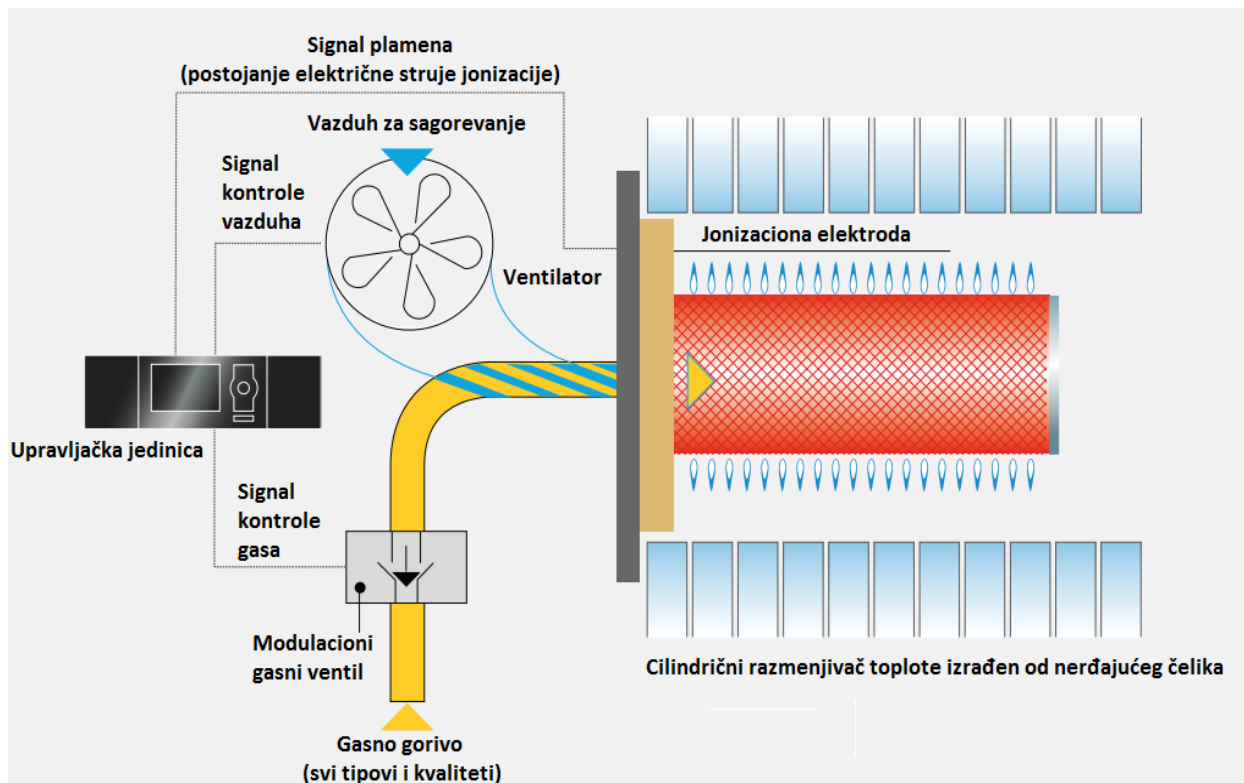


Slika 5.10. Grafički prikaz rada bez upravljanja i sa SCOT sistemom upravljanja (Weishaupt, 2012)

Ovakav način kontrole sagorevanja je u mogućnosti da ispravi sitne nepravilnosti i habanje gorionika usled dugog životnog veka, koji negativno utiču na rad gorionika.

Ostali proizvođači opreme za grejanje su se opredelili za upotrebu jonizacije plamena kao ulaznog signala za sistem kontrole procesa sagorevanja. Ovakvo rešenje je predstavljeno na slici 5.11. Naziv ovog sistema je „Lambda Pro“. Upotrebom ovog sistema moguće je izvršiti zamenu potrošnje vrste gasa bez bilo kakvih intervencija na samom kotlu. Za upotrebu prirodnog gasa iz grupe E potrebno je podesiti vrednost $\lambda=1,3$. U slučaju zamene vrste gasa za prirodni gas iz grupe L sa nižim Wobbe indeksom, povećava se koeficijent viška vazduha. Putem jačine električne struje jonizacije ostvaruje se niža temperatura plamena prilikom sagorevanja.

Signal sa jonizacione elektrode se uvodi u upravljačku jedinicu, gde se obrađuju podaci o sagorevanju, protoku gasa i vazduha. Ovakav sistem se može upotrebiti za rad sa gorionicima koji upotrebljavaju vrste gasa koje imaju Wobbe indeks u granicama 10,0 do 16,1 (kWh/m³) ili 36,0-58,0 (MJ/m³).

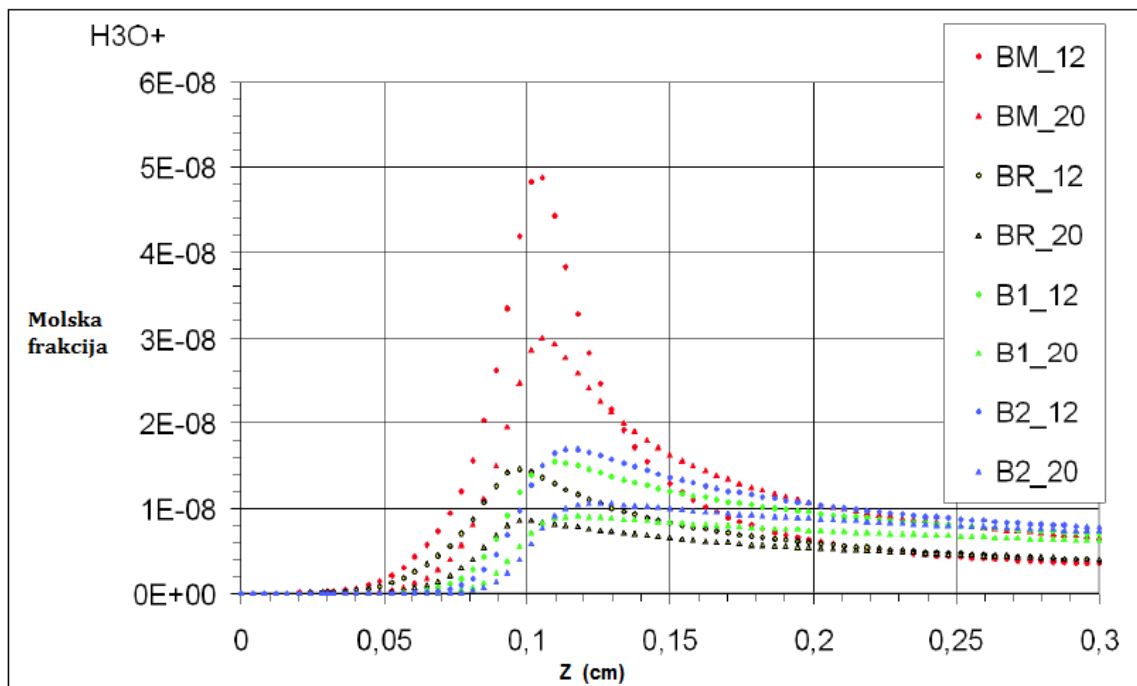


Slika 5.11. Lambda pro sistem za kontrolu sagorevanja, (Viessmann, 2012)

Postoje i drugi sistemi koji su zasnovani na sličnim principima rada kao i navedeni sistemi koji su razvili drugi proizvođači gasnih kotlova „**Think sistem**“ za kontrolu i upravljanje procesom sagorevanja upotrebom podataka o analizi produkata sagorevanja, „**GAMMASIT**“ sistem za kontrolu i upravljanje radom gasnog gorionika zasnovan na principu jonizacije plamena.

Upotrebom specijalizovanog programskog paketa „**CHEMKIN**“ za proračun koncentracije jona H_3O^+ omogućena je kontrola i upravljanje procesa sagorevanja u zavisnosti od koncentracije jona, na osnovu koje se dobija odgovarajuća jačina signala. Na slici 5.12. su predstavljene vrednosti koncentracije jona u zavisnosti od vrste goriva. Čist metan (BM), metan sa 72,7 (%) H_2 (BR), metan i 47,0 (%) H_2 . Za navedene vrste goriva, upotrebljene su tri vrednosti koeficijenta viška vazduha $\lambda = 1,2$; $\lambda = 1,6$; i $\lambda = 2,0$. Dodavanje vodonika metanu ili prirodnom gasu dovodi do smanjivanja vrednosti koncentracije jona u plamenu navedenih smeša.

Ne postoje eksperimentalni podaci o osetljivosti sonde za CO za smeše prirodnog gasa i metana kojima se dodaje vodonik. Upotreba sonde za CO ne zavisi od vrste goriva koja se sagoreva u gorioniku.



Slika 5.12. Proračunate vrednosti H_3O^+ koncentracije jona u funkciji rastojanja jonizacione sonde od površine gorionika za različite sastave goriva (Naslund, 2012)

5.10. Upravljanje radom gasnog kondenzacionog kotla

Proces zagrevanja vode, ili pretvaranja vode u vodenu paru je veoma kompleksan i nije moguće ovaj proces predstaviti linearnom funkcijom. Analiza procesa sagoravanja je veoma zavisna od vrste i tipa gorionika, veličine i oblika komore sagorevanja. Zbog navedenih razloga prilikom izrade modela gasnog kotla često se upotrebljava **Computer Fluid Dynamics (CFD)** analiza, koja pomaže pri izučavanju režima rada koji se opisuju odgovarajućim diferencijalnim jednačinama. Prenos toplote u razmenjivačima toplote gasnog kotla na radni medijum, ili proizvodnja vodene pare se takođe opisuju odgovarajućim diferencijalnim jednačinama koje je moguće jednostavno rešiti uz upotrebu odgovarajućeg programskog paketa.

Sistem za kontrolu i upravljanje radom gasnog kotla je razvijen prikupljanjem jednostavnih pojedinačnih informacija koje se zatim obrađuju u kontrolno-upravljačkoj jedinici i iz nje se mogu očitavati rezultati upravljanja, ili se dobijaju adekvatni signali kojima se upravlja radom kotla. Efekti složenog procesa sagorevanja se analiziraju na pojednostavljen način na osnovu informacija o temperaturi procesa sagorevanja, vrednostima masenog protoka goriva i vazduha, temperaturi produkata sagorevanja i vrednostima masenog protoka produkata sagorevanja. Vrednosti temperatura su direktno proporcionalne masenom protoku goriva u komori sagorevanja. Kontrola i upravljanje radom pojedinih vrsta gasnih kotlova su veoma slični bez obzira na namenu kotla.

Temperatura procesa sagorevanja zavisi od sledećih parametara:

1. vrste i načina izrade gorionika;
2. geometrijskog oblika i veličine komore sagorevanja;
3. masenog protoka, brzine i načina strujanja vazduha za sagorevanje;
4. masenog protoka, brzine i načina strujanja goriva i
5. karakteristika razmenjivača toplote.

Tehnička rešenja koja se upotrebljavaju za izradu sistema kontrole i upravljanja procesom rada gasnih kotlova su slična modelima koji su razvijeni po blokovima i terminologiji upravljanja u procesnoj industriji, koji veoma često koriste adekvatne modele servomehanizama. Razvojem računarske tehnike, danas se često upotrebljavaju digitalni elementi za upravljanje izrađeni na bazi upotrebe mikroprocesora. Procedure po kojima rade mikroprocesori i dalje se baziraju na klasičnim formulacijama problema. Gasni kotlovi kao i druga procesna oprema imaju svoja vremena kašnjenja prenosa i protoka informacija u sistemu. Specijalne metode upravljanja se zasnivaju na upotrebi podešavajućeg PID kontrolera, čiji je rad zasnovan na principu neuronskih mreža.

Istraživanja koja je sproveo Mortensen sa saradnicima (1998), zasnovana su na optimizaciji opterećenja gasnih kotlova u skladu sa zahtevima za isporukom toplotne energije. Kasnije su ovakvi modeli dograđeni modernim H_∞ sistemom kontrole, koji kao osnovu koristi Lyapunov model kontrole. U poslednje vreme sistemi za upravljanje se baziraju na kombinovanju modela *neuronskih mreža* i *Fuzzy sistema upravljanja*. Upotrebljava se sistem petlji u upravljanju procesima čiji se rezultati naknadno povezuju sa rezultatima drugih petlji i na taj način se ostvaruje efikasno i pravovremeno upravljanje *PID* kontrolerom. Upravljanje gasnim kotlovima se u praksi izvodi prema odredbama *ABMA-Boiler 301* ili nekog od drugih standarda. Za simulaciju rada gasnih kotlova implementirana je upotreba odgovarajućih *PLC* kontrolera.

Kod gasnih kondenzacionih kotlova postoje tri značajne promenljive čije je praćenje neophodno:

1. maseni protok radnog fluida \dot{m}_w (kg/s);
2. maseni protok vazduha potrebnog za sagorevanje \dot{m}_{air} (kg/s) i
3. maseni protok goriva \dot{m}_{NG} (kg/s).

Kod kondenzacionih kotlova potrebno je izvršiti kontrolu odnosa gas/vazduh kako bi se ostvarili povoljni rezultati procesa sagorevanja, i ostvario odnos gas/vazduh koji obezbeđuje pre svega siguran i pouzdan rad kotla, i izbegle eventualne opasnosti po ljude i materijalna sredstva koja se nalaze u kotlarnici.

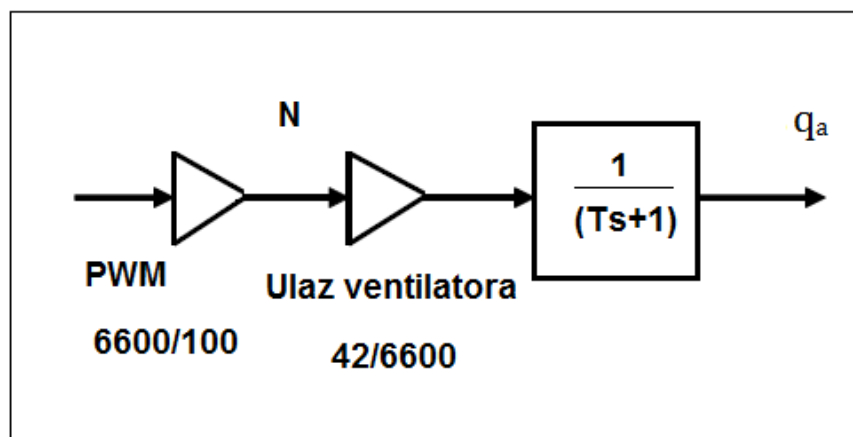
Gasni kotlovi manjih snaga obično rade u jednostepenom (ili „on/off“) režimu rada. Ovakvi kotlovi nisu pogodni za upotrebu CO , O_2 senzora, ili nekog drugog senzora koji pripada sistemu za analizu produkata sagorevanja.

Osnovne procedure i model koji je trenutno u upotrebi kod kotlova koji služe za proizvodnju vodene pare, ili za zagrevanje sistema centralnog grejanja su u potpunosti jednake. Ovde se sve merene temperature prosleđuju do glavne upravljačke jedinice (*engl. Master Controller*) koja vrši upoređivanje dobijenih vrednosti sa zadatim vrednostima i šalje zahtev za izvršavanje određenih akcija uglavnom na ventilu za dovod goriva, ili servouredaju za kontrolu vazduha. Kontroler koji upravlja odnosom gas/vazduh takođe ima svoje podešene vrednosti koje održava u zavisnosti od dobijenih informacija iz petlje upravljanja koja prati analizu produkata sagorevanja i po potrebi reaguje putem servomotora, ili utiče na brzinu rada ventilatora za dovođenje vazduha potrebnog za sagorevanje. Razvijena su tri modela upravljanja:

1. model upravljanja odnosom gas/vazduh;
2. model ograničenih vrednosti i
3. model ograničenih vrednosti sa kontrolom i podešavanjem O_2 .

Prilikom ispitivanja i podešavanja upravljanja upotrebljavaju se podaci proizvođača o ponašanju pojedinih segmenata gasnih kotlova kao što su: gasni ventili, ventilatori, razmenjivači toplote i sl. Upotrebljava se mnogo podataka koji su eksperimentalne prirode i čije izučavanje u pogledu upravljanja tek predstoji. Moderno upravljanje zahteva formiranje interdisciplinarnih timova ili se od pojednica zahtevaju veoma široke kompetencije na polju upravljanja.

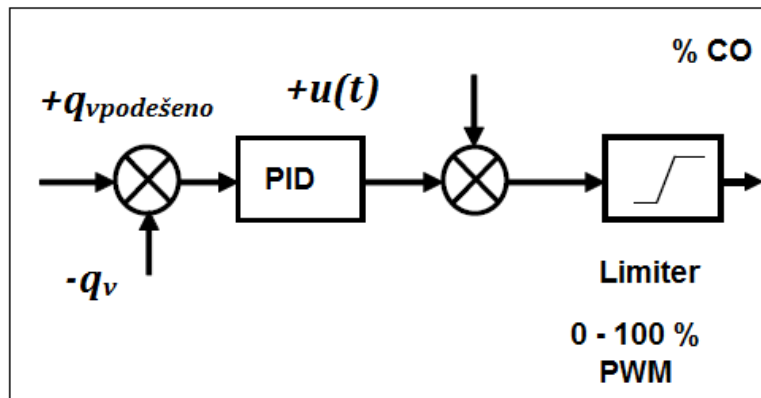
U poslednje vreme značajan je broj istraživača koji u svom radu upotrebljavaju metode računarske simulacije. Programski paket Matlab® Simulink® omogućava svojim jednostavnim i preglednim interfejsom pogodan način za izradu modela upravljanja i rada kotlova. Mnogi rezultati ispitivanja modela se ne prikazuju ali se upotrebljavaju kako bi se postiglo optimalno rešenje procesa upravljanja i kontrole.



Kontrola rada ventilatora

Slika 5.13. Blok dijagram kontrole rada ventilatora

Model je zasnovan na principu modulacionog režima rada po modelu M30100 za kombinovane protočne zagrejače vode. Gasni kotao koji je modelovan kao gorivo koristi prirodni gas. Šematski prikaz kontrole rada ventilatora je dat na slici 5.13. u upravljačkoj petlji se upotrebljava PWM signal - Pulsni signal sa modulacijom (*engl. Pulse With Modulating Signal*). Karakteristika ventilatora, za snabdevanje vazduhom koji je neophodan u procesu sagorevanja, je predstavljena brojem obrtaja radnog kola ventilatora koji iznosi $n = 6.600$ (o/min), zapreminski protok koji odgovara ovom broju obrtaja ventilator je 42 (l/s). Brzina ventilatora je kontrolisana putem PID regulatora i ima PWM signal. Ova kontrola je mnogo brža od kontrole termičkih procesa koji su opisani, i rezultati ove kontrole i upravljanja mogu se smatrati konstantnim. Maseni protok vazduha se ne meri, ali se broj obrtaja ventilatora zadaje i upoređuje sa zadatim vrednostima putem PID kontrolera koji se nalazi u odgovarajućoj petlji upravljanja. Vremenska konstanta stacionarnog rada ventilatora pojedinih proizvođača iznosi $12 - 20$ (s). Ovde nisu uzeti u obzir podaci: postizanje zadate brzine, inercija ventilatora, način proračuna i sl.



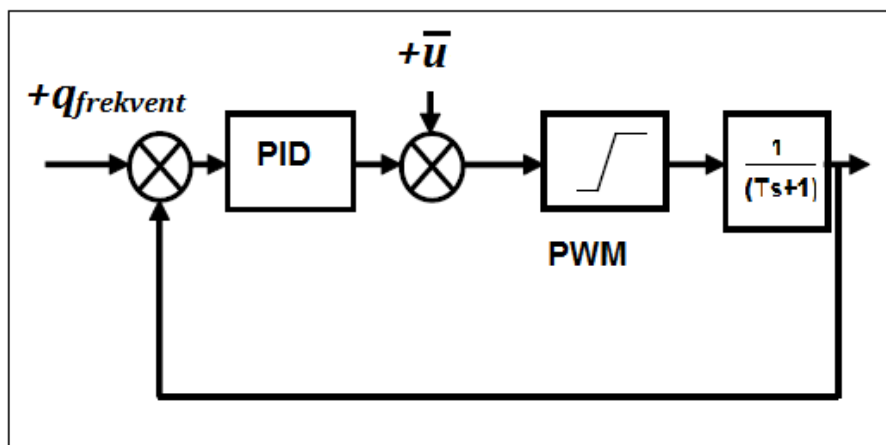
Kontrola protoka vazduha

Slika 5.14. Blok dijagram kontrole protoka vazduha

Maksimalni zapreminski protok gasa je $0,7$ (l/s) sa konstantnim zapreminskim protokom radnog medijuma od $0,37$ (l/s) kroz primarni razmenjivač toplote, što daje vrednost njihovog odnosa od $0,528$. U slučaju potrebe za zagrevanjem potrošne vode koja je prioritetna u onosu na zagrevanje sistema centralnog grejanja, moguće je ostvariti zapreminski protok TPV od 12 (l/min). U novijim gasnim kotlovima ugrađeni su servo gasni ventili sa PID kontrolom pritiska. U ovom modelu upotrebljeni su podaci o gasnom ventilu proizvođača „Honeywell“ za gasni ventil sa oznakom VK4105G.

Kontrolu pritiska ovog ventila je moguće pratiti putem PWM signala izraženog u odgovarajućim procentima. Protok kroz ventil je proporcionalan kvadratnom korenu razlike pritisaka, pa je moguće izvršiti odgovarajuću aproksimaciju da je kontrola protoka linearna veličina u zavisnosti od PWM signala. Zapreminski protok goriva je uvek pozitivna veličina pa je stoga neophodno podesiti samo njen maksimum, koji iznosi $0,7$ (l/s), minimalan zapreminski protok goriva se podešava tako da se omoguće uslovi

za bezbedan i stabilan rad gasnog gorionika. Gasni ventil ima vremensku konstantu koja iznosi 1 (s) i predstavlja element sa skoro trenutnim odzivom u modelovanom sistemu, uzimajući u obzir inerciju termičkih delova sistema koji razmatramo.



Kontrola goriva

Slika 5.15. Blok dijagram kontrole i upravljanja gasnim ventilom

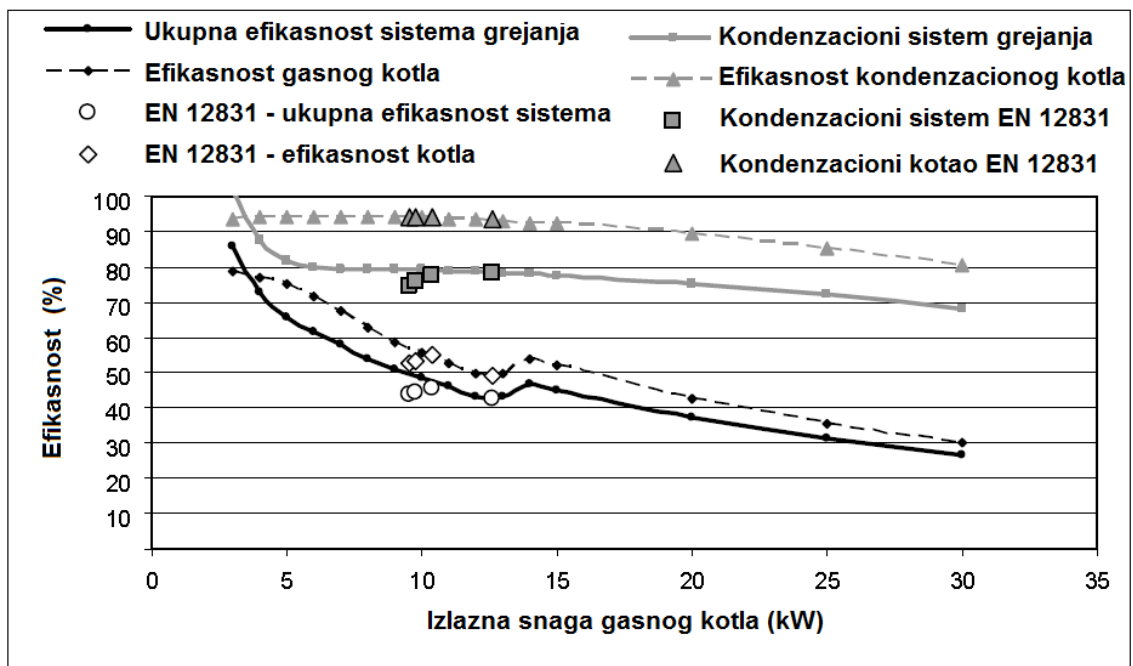
Karakteristika kondenzacionog razmenjivača toplote je kompleksna veličina kojoj treba posvetiti posebnu pažnju prilikom modelovanja. Važno je odrediti podatke koji predstavljaju indikatore veze između odnosa gorivo/vazduh i karakteristika gorionika. Ovi indikatori mogu biti od velikog značaja pri upravljanju radom gasnog kotla. Za izradu modela neophodno je izvršiti fizičko opisivanje samog sistema i način njegove kontrole.

5.11. Energetska efikasnost kotlova

Gasni kondenzacionih kotlovi mogu biti izrađeni kao kotlovi koji obezbeđuju samo grejanje prostora, ali i kao kotlovi koji obezbeđuju grejanje prostora i zagrevanje potrošne vode. Zagrevanje potrošne vode je manji deo radnog opterećenja gasnog kondenzacionog kotla, dok je veći deo opterećenja gasnog kondenzacionog kotla predstavlja zagrevanje prostora, ovaj odnos u toku jednog radnog dana iznosi oko 1 : 10.

Efikasnost gasnih kotlova i sistema grejanja u koje se kotlovi ugrađuju regulisana je prema EN 12831. Za izračunavanje sezonske efikasnosti i upotrebe primarne energije u podsistemu toplotnog izvora neophodno je upotrebiti referentni evropski standard EN 15316-4-1.

Ulazni podaci koji su neophodni za izradu proračuna po ovom standardu ponekad su nepoznati, pa je stoga potrebno u obzir uzeti tabelarne podatke o termotehničkim sistemima koje dostavljaju njihovi proizvođači, u skladu sa odredbama standard UNI TS 11300-2. Potrebno je izvršiti komparaciju podataka za svaki pojedinačni slučaj ispitivanja generatora toplote.



Slika 5.16. Komparacija efikasnosti sistema za grejanje i gasnih kotlova nekondenzacionih-kondenzacioni (Peeters i dr., 2007)

Prosečna sezonska efikasnost i primarna potrošnja energije za zagrevanje nekog objekta i pripremu TPV, zahteva proračune gubitaka i efikasnosti svakog toplotnog podsistema. Istraživanja u ovoj oblasti su sprovedi Mattarelli i Piva u period od 2010 – 2012. godine. Poređenjem metoda koje su navedene u standardu *EN 15316-4-1* uočavaju se značajne razlike u pogledu gubitaka koji nastaju pri odvođenju produkata sagorevanja u spoljnu okolinu, potrošnji i uštedi električne energije kojom se napajaju elementi generatora toplote (u ovom slučaju kondenzacionog gasnog kotla), mesečna i sezonska efikasnost podsistema generatora toplote. Upotrebom tabelarnih podataka koji nedostaju za izvođenje proračuna koje dostavljaju proizvođači termotehničkih sistema omogućavaju proračun i komparaciju pojedinih izlaznih veličina. Potrebno je obezbediti upoređivanje podataka koji su nastali na osnovu merenih veličina, i podataka koji su nastali upotrebom podataka dostavljenih od proizvođača termotehničke opreme ili standarda koji propisuje podatke u datoj oblasti.

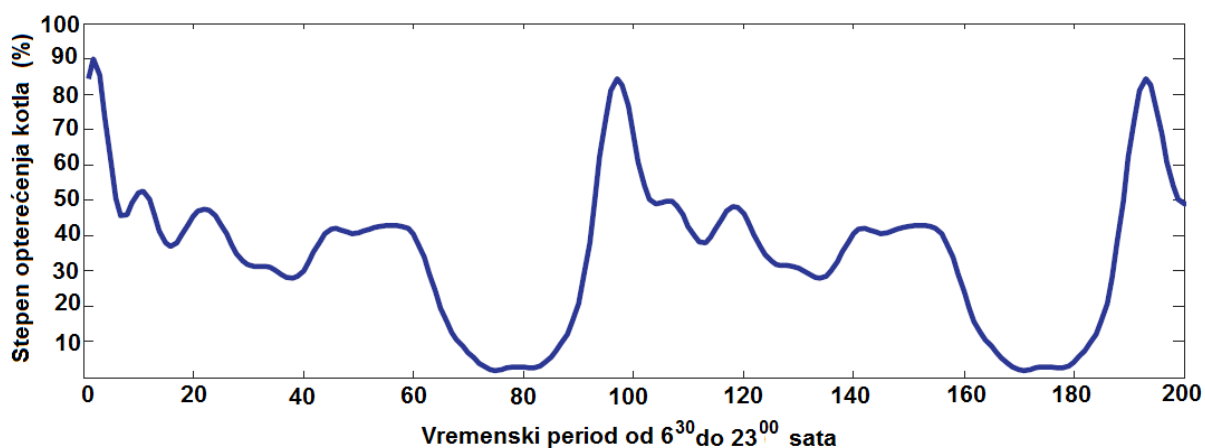
Za proračun, prema metodama koje propisuje standard *UNI TS 11300-2*, gubitaka, i efikasnosti podsistema generatora toplote potrebno je ponoviti tri različita slučaja:

1. ceo skup ulaznih podataka se preuzima iz standarda;
2. delimično se upotrebljavaju podaci proizvođača, a delimično podaci iz standarda i
3. ceo skup ulaznih podataka se obezbeđuje od strane proizvođača.

Standard *EN 15316-4-1* predlaže tri pojednostavljena metoda za izračunavanje procene gubitaka i efikasnosti kotlova koji sagorevaju tečna ili gasovita goriva. Ovaj standard je referentni standard za analizu generatora toplote, i predstavlja deo seta standarda koji sadrže metode za određivanje potreba i efikasnosti sistema za zagrevanje prostora i potrošne vode. Dve od tri metode koje se primenjuju u standardu *EN 15316-4* su preuzete iz standarda *UNI TS 11300-2*:

U sistemima centralnog grejanja kao i u drugim termotehničkim sistemima kojima se opremaju objekti u građevinarstvu dešavaju se slučajevi predimenzionisanja opreme, ponekad iz razloga nabavke, ali češće projektanti radi većeg stepena sigurnosti i nepredviđenih okolnosti pribegavaju izboru termotehničke opreme koja znatno premašuje optimalni kapacitet.

Kao rezultat takvog izbora opreme kod kotlovskih postrojenja postoji problem kada rade u režimu delimičnog opterećenja. Način upravljanja radom kotla ovde ima veliku ulogu i značaj. Ukoliko je prosto termostatsko upravljanje (uključeno/isključeno) imamo neefikasan model upravljanja. Upravljanje putem senzora spoljne temperature delimično poboljšava efikasnost kotlova, dok se upravljanje kotlovima putem kontrolera postiže zadovoljavajući učinak sistema grejanja i kotla. Kontroler menja temperaturu potisnog voda kotla u zavisnosti od vrednosti spoljne temperature, na ovaj način se omogućava grejanje nižim temperaturnim režimom. Poseban kontroler *ICS* (*engl. Inferential Control Scheme*) koji upravlja radom gasnih kotlova, razvili su Liao i Parand (2012). Njihov kontroler određuje optimalnu radnu tačku na radnoj krivoj grejanja, koja predstavlja zavisnost temperature potisnog voda gasnog kotla od temperature merene spoljnim senzorom, ovaj kontroler takođe u obzir uzima trenutnu i željenju vrednost temperature u kontrolisanim prostorijama objekta. Povećanje energetske efikasnosti gasnih kotlova omogućava stalna promena temperature potisnog voda kotla prema stvarnim potrebama posmatranog objekta koji se zagreva. Optimizacija procesa sagorevanja se vrši stalnom kontrolom kiseonika u produktima sagorevanja, kako bi se postigla optimalna smeša gorivo/vazduh koja učestvuje u procesu sagorevanja. Umanjenjem temperature potisnog voda gasnog kotla umanjuju se i gubici toplote kotla, sistema za distribuciju toplote, i izbegava se nepotrebno pregrevanje grejanih prostorija.



Slika 5.17. Simulacija rada gasnog kondenzacionog kotla u toku jednog dana

Proces povećanja energetske efikasnosti gasnog kotla zasniva se na optimizaciji: sagorevanja, prenosa toplote, kontroli emisije štetnih sastojaka u spoljnu okolinu, i sistema centralnog grejanja. Aktivnosti u procesu povećanja energetske efikasnosti mogu biti: kratkoročne i dugoročne.

Postoje najmanje tri međusobno povezane definicije efikasnosti gasnih kotlova:

1. efikasnost procesa sagorevanja, predstavlja učinak gasnog gorionika, posmatra se odnos dobijene toplote prema jedinici utrošenog goriva;
2. efikasnost u stacionarnom stanju, (*engl. Steady-state Efficiency*) pod punim opterećenjem predstavlja prenos toplote od produkata sagorevanja na radni fluid kotla i
3. sezonska efikasnost, predstavlja efikasnost iskorišćenja goriva u toku sezone rada (u toku grejne sezone, ili u toku jedne kalendarske godine i sl.).

Sezonska efikasnost zavisi od efikasnosti procesa sagorevanja i od efikasnosti u stacionarnom stanju pri punom opterećenju, i toplotnih gubitaka koji se ostvaruju u vremenskom periodu kada gasni kotao nije u radu. Toplotni gubici koji se ostvaruju kada kotao nije u radu zavise od strukture, geometrijskog oblika kotla, načina povezivanja sa sistemom za odvođenje produkata sagorevanja, vrste dimnjaka i dr. Efikasnost kotla koji radi u stacionarnom stanju sa punim opterećenjem se povećava sa opadanjem vrednosti temperature potisnog voda kotla, važi i obrnuto. Za povećanje efikasnosti je poželjno da kotao radi sa što nižim temperaturnim režimom rada, kada se kotao nalazi u delimičnom radnom opterećenju.

U slučaju kada je kotao isključen gubici toplote su i dalje prisutni, i to sledeći:

1. zračenjem, od tela kotla ili njegove oplata i
2. konvekcijom između kotla i vazduha koji struji usled promaje u dimnjaku koja se prostire kroz ceo kotao.

U slučaju povećanog broja radnih ciklusa kotla vrednost toplotnih gubitaka značajnije utiče na sezonsku efikasnost.

Katrakis i Zawachi (2003) su proučavali odnos između sezonske efikasnosti i stepena opterećenja kotla za proizvodnju vodene pare eksperimentalnim putem. Nakon sprovedenog istraživanja došli su do saznanja da sezonska efikasnost značajno zavisi od načina upravljanja radom kotla, i od stepena opterećenja kotla. Bolji rezultati sezonske efikasnosti se mogu postići za sisteme koji su projektovani u modulaciono-kliznom režimu rada, kod kojih je broj ciklusa rada značajno redukovano. Anglesio (1982) je predstavio vezu između sezonske efikasnosti i faktora radnog opterećenja kotla. Faktor opterećenja kotla predstavlja odnos između proizvodne i maksimalne snage kotla.

$$\eta = \frac{0,9}{\left(1 + \frac{0,02}{L_f}\right)}, \text{ gde je } L_f = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (5.6)$$

$$\eta = \frac{0,9}{\left(1 + \frac{0,02 \cdot Q_{\max}}{Q}\right)} \quad (5.7)$$

Dalja istraživanja sezonske efikasnosti su se zasnivala na sistemima kontrole upravljanja i određivanja temperature potisnog i povratnog voda kotla. Istraživači, Cardinale, Stefanizzi i dr. (1996) su došli od zaključka da sezonska efikasnost kotla u značajnoj meri zavisi od načina određivanja temperatura u radu kotla.

Izvršena su eksperimentalna istraživanja sezonske efikasnosti kotlova i utvrđene su zavisnosti sledećih radnih parametara:

1. efikasnosti rada kotla i stepena opterećenja kotla;
2. efikasnosti rada kotla i temperature potisnog voda kotla i
3. efikasnosti rada kotla i temperature povratnog voda kotla.

Na osnovu navednih istraživanja, prikupljeni su podaci za validaciju modela koji su bili potrebni za izradu simulacije rada za utvrđivanje efikasnosti kotlova. Na osnovu ispitivanja koja su sprovedena u različitim režimima rada, različitim stepenima opterećenja kotla i sa različitim vrednostima spoljnih temperatura koje su postignute u simulacionom modelu, dobijen je izraz koji omogućava izračunavanje energetske efikasnosti gasnog kotla:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{m}_w(i) \cdot \rho_w \cdot C_p \cdot (T_{w,su}(i) - T_{w,ret}(i))}{\sum_{i=1}^N \dot{m}_g(i) \cdot \rho_g \cdot CV(i)} \quad (5.8)$$

U cilju postizanja veće efikasnosti rada gasnih kotlova u toku sezone rada neophodno je kotao opremiti upravljačkim i kontrolnim sistemom koji omogućava kontinualnu promenu radne temperature u zavisnosti od dinamičkih uslova rada sistema grejanja.

Uticajni faktori na energetske efikasnost gasnih kotlova su brojni, od svih faktora mogu se izdvojiti najuticajniji:

1. stepen opterećenja kotla, $k, P, y (-)$;
2. temperatura potisnog voda kotla, $T_{w,su} (K)$;
3. temperatura povratnog voda kotla, $T_{w,ret} (K)$;
4. strategija i način upravljanja radom kotla i
5. dimenzionisanje termotehničkih sistema.

6. DEFINISANJE KONSTRUKCIONIH I RADNIH PARAMETARA KOJI UTIČU NA KONDENZACIJU VLAŽNIH PRODUKATA SAGOREVANJA PRI DINAMIČKIM USLOVIMA RADA

Efikasan način upravljanja radom termotehničkih postrojenja danas predstavlja ozbiljan izazov za proizvođače i vlasnik ovih postrojenja. Emisija štetnih produkata sagorevanja i efikasnost kotlovskih postrojenja često su regulisana lokalnim propisima koji nisu u skladu sa savremenim naučnim dostignućima. Da bi se postigla redukcija emisije štetnih sastojaka u spoljnu okolinu, i povećala energetska efikasnost termotehničkih postrojenja potrebno je uložiti značajna materijalna sredstva.

Velike mogućnosti ušteda u radu se nalaze kod starijih postrojenja čija se efikasnost kreće oko 81 (%), (Spain, 2010).

Prilikom razmatranja povećanja efikasnosti kotlovskih postrojenja koja kao gorivo upotrebljavaju prirodni gas, neophodno je poštovati određene smernice i pravila koja su usmerena ka povećanju efikasnosti rada kotla, omogućavanju nižih pogonskih troškova, i smanjenju broja otkaza u radu i troškova održavanja.

Povećanje efikasnosti rada postojećih nekondenzacionih kotlovskih postrojenja na gas mogu se ostvariti primenom sledećih mera:

1. umanjivanjem viška vazduha u procesu sagorevanja;
2. ugradnjom ekonomajzera;
3. ugradnjom kondenzacionog razmenjivača toplote u sistem za odvođenje produkata sagorevanja;
4. dogradnjom sistema upravljanja ventilatorom za dovođenje vazduha za sagorevanje;
5. ugradnjom SCR sistema (*engl. Selective Catalytic Reduction System*);
6. poboljšanjem uređaja za pripremu napojne vode (kod sistema za proizvodnju vodene pare, i daljinskih sistema grejanja);
7. umanjivanjem radnog pritiska kotla, i sistema koji kotao zagreva i
8. implementacijom programa povećanja energetske efikasnosti (izrađuje se nakon analize datog termotehničkog sistema).

Smanjenjem količine viška vazduha u procesu sagorevanja, značajno se doprinosi energetskej efikasnosti termotehničkih sistema. Procenjeno je da sa za svakih 15 (%) umanjivanja koeficijenta viška vazduha λ (-), efikasnost povećava za oko 1 (%). Ugradnjom ekonomajzera moguće je izvršiti redukciju temperature produkata sagorevanja do temperaturnog nivoa od 120 (°C). Podešavanjem temperature produkata sagorevanja se mogu ostvariti značajna povećanja energetske efikasnosti, efikasnost se povećava za oko 1 (%) u slučaju smanjenja temperature produkata sagorevanja u iznosu

od 22 (°C). Ugradnjom kondenzacionog razmenjivača toplote u sistem za odvođenje produkata sagorevanja moguće je izvršiti podešavanje temperature produkata sagorevanja do temperaturnog nivoa od 38 (°C). Ugradnja sistema za upravljanje radom elektromotora ventilatora za snabdevanje vazduhom u procesu sagorevanja može značajno doprineti stepenu efikasnosti rada pri promenljivim opterećenjima kotla, naročito onim koja se nalaze ispod maksimalnog opterećenja. Ugradnjom katalitičkih gorioničkih sistema je moguće postići niske emisije *NOx* u spoljnu okolinu.

6.1. Opis modela

Model kondenzacionog gasnog kotla se može izraditi dopunom modela gasnog nekondenzacionog kotla. Neophodno je da se na osnovni model gasnog nekondenzacionog kotla doda model sekundarnog i tercijarnog razmenjivača toplote. Sekundarni i tercijarni razmenjivači toplote mogu raditi u suvom ili kondenzacionom režimu rada, što zavisi u velikoj meri od temperature radnog medijuma povratnog voda gasnog kotla.

Na slici 6.1. je predstavljen model gasnog kondenzacionog kotla.

Osnovne komponente modela su:

1. adijabatska komora sagorevanja;
2. primarni razmenjivač toplote voda/gas (suvi režim rada);
3. sekundarni razmenjivač toplote voda/gas (kondenzacioni režim rada) i
4. tercijarni razmenjivač toplote voda/spoljna okolina.

6.1.1. Adijabatska komora sagorevanja

Za modelovanje procesa sagorevanja neophodno je izvršiti proces dekompozicije različitih vidova prenosa toplote koji se odvijaju u komori sagorevanja. Pre svega treba analizirati temperature vazduha potrebnog za sagorevanje i gasa. Potrebno je ispitati da li ove komponente zagrevaju ili hlade nastalu smešu gas/vazduh, u zavisnosti od temperatura ulaznih komponenti. Potrebno je izvršiti izračunavanje referentne vrednosti temperature. Upotrebom T_{ref} za donju toplotnu moć goriva izraz ima oblik:

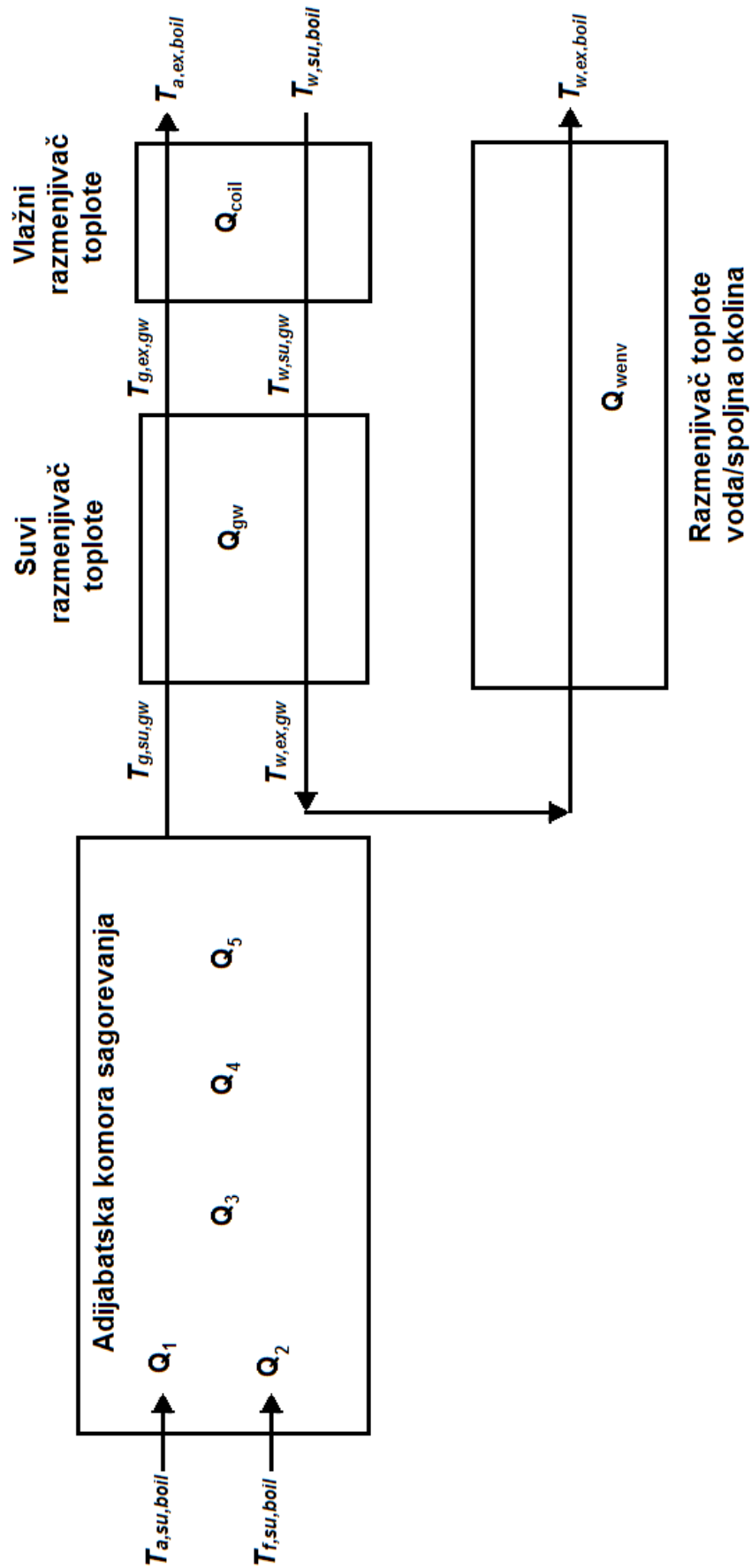
$$\dot{Q}_1 = M_{a,boil} \cdot c_{p,a,boil} \cdot (T_{ref} - T_{a,su,boil}) \quad (6.2)$$

Pod pretpostavkom da je sagorevanje izotermno i potpuno sledi:

$$\dot{Q}_3 = -\dot{M}_{f,boil} \cdot H_d \quad (6.3)$$

Proces disocijacije znatno utiče na nepotpunost sagorevanja:

$$\dot{Q}_4 = \dot{M}_{CO} \cdot H_{dCO} \quad (6.4)$$



Slika 6.1. Model kondenzacionog kotla (Lemort i dr., 2008)

Gas koji je potreban za sagorevanje se zagreva do temperature produkata sagorevanja. Specifična toplote gasa za sagorevanje $c_{p,g}$ (J/kgK) se izračunava na osnovu srednjih vrednosti podataka o masenim koeficijentima m i n koji su karakteristični za goriva C_mH_n i odnosa vazduha i gasa f .

$$\dot{Q}_5 = \dot{M}_{g,boil} \cdot c_{p,g} \cdot (T_{adiab} - T_{ref}) \quad (6.5)$$

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 = 0 \quad (6.6)$$

Komora sagorevanja se smatra adijabatskom i zbir svih uslova mora biti jednak nuli. Po definiciji temperatura produkata sagorevanja na izlazu iz komore je adijabatska temperatura.

6.1.2. Primarni razmenjivač toplote voda/gas (suvi režim rada)

Izrada modela koeficijenta prenosa toplote $A \cdot U_{gw}$, u potpunosti zavisi od vrednosti masenog protoka produkata sagorevanja, $\dot{M}_{g,boil}$.

$$A \cdot U_{gw} = A \cdot U_{gw,N} \left[\frac{\dot{M}_{g,boil}}{\dot{M}_{g,boil,n}} \right]^{a_{gw}} \quad (6.7)$$

Nominalne vrednosti koeficijenta prenosa toplote $A \cdot U_{gw,n}$ i masenog protoka produkata sagorevanja $\dot{M}_{g,boil,n}$ i koeficijenta a_{gw} moraju biti naknadno utvrđene.

6.1.3. Sekundarni razmenjivač toplote voda/gas (kondenzacioni režim rada)

Uobičajeno je da se kondenzacioni razmenjivač toplote predstavlja kao zavojnica (kalem) za hlađenje, koja ima mogućnosti da radi u suvom i kondenzacionom (vlažnom) režimu rada. U zavisnosti od režima rada kotla (opterećenja kotla) odnosno temperatura u potisnom i povratnom vodu kotla, ostvaruje se suvi ili kondenzacioni režim rada. Radi lakšeg razmatranja modela produkti sagorevanja se zamenjuju ekvivalentom (vlažnim vazduhom) pa se za posmatrani slučaj za temperaturu ekvivalentnog vlažnog vazduha uzima temperatura produkata sagorevanja, u skladu sa tim i ostale termodinamičke veličine posmatranih materija respektivno.

$$T_{a,su,coil} = T_{g,ex,gw} \quad (6.8)$$

Izračunavanje ekvivalentne mase protoka vazduha se dobija preko zakona o održanju energije:

$$\dot{M}_{a,coil} \cdot c_{p,a,coil} = \dot{M}_{g,boil} \cdot c_{p,g,coil} \quad (6.9)$$

Srednje vrednosti specifičnih toplota određuju se između vrednosti kondenzacionog razmenjivača toplote i odvoda produkata sagorevanja:

$$c_{p,a,coil} = c_p ("AirH_2O", T = T_{a,coil,m}, p = p_{atm}, w = w_{a,su,coil}) \quad (6.10)$$

$$c_{p,g,coil} = c_{p,bar}(m, n, f, T_{a,su,coil}, T_{a,ex,coil}) \quad (6.11)$$

$$T_{a,coil,m} = \frac{T_{a,su,coil} + T_{a,ex,coil}}{2} \quad (6.12)$$

Ekvivalentna specifična vlažnost vazduha na ulazu kondenzacionog razmenjivača toplote definisana je na osnovu sadržaja vlage u gasu:

$$\dot{M}_{H_2O,g} = \dot{M}_{a,coil} \cdot w_{a,su,coil} \quad (6.13)$$

Vlaga sadržana u produktima sagorevanja se dobija kao zbir svih vlažnosti koje postoje u produktima sagorevanja, i predstavlja zbir svih vlažnosti koje nastaju sagorevanjem goriva:

$$\dot{M}_{H_2O,g} = \dot{M}_{a,comb} + \dot{M}_{H_2O,air} \quad (6.14)$$

$$\dot{M}_{H_2O,air} = w_{a,su,boil} \cdot \dot{M}_{a,boil} \quad (6.15)$$

6.1.4. Tercijarni razmenjivač toplote voda/spoljna okolina

Gubici toplote kroz tercijarni razmenjivač toplote mogu se posmatrati kao gubici kroz delimično izotermni razmenjivač toplote, gde je koeficijent prenosa toplote $A \cdot U_{wenv}$ konstantan:

$$NTU_{wenv} = \frac{A \cdot U_{wenv}}{C_{w,env}} \quad (6.16)$$

$$\varepsilon_{wenv} = 1 - \exp(-NTU_{wenv}) \quad (6.17)$$

$$\dot{Q}_{wenv} = \varepsilon_{wenv} \cdot C_{wenv} \cdot (T_{w,ex,gw} - T_{env}) \quad (6.18)$$

Temperatura vode kondenzacionog kotla na izlasku produkata sagorevanja iz kotla iznosi:

$$T_{w,ex,boil} = T_{w,ex,gw} - \frac{\dot{Q}_{w,env}}{\dot{C}_{w,env}} \quad (6.19)$$

6.1.5. Toplotna snaga i efikasnost

Ukupna toplotna moć gasnog kondenzacionog kotla predstavlja zbir toplotnih snaga svih razmenjivača toplote od kojih je potrebno oduzeti gubitke toplote u spoljnu okolinu:

$$\dot{Q}_{u,1,boil} = \dot{M}_{w,boil} \cdot c_w \cdot (T_{w,ex,boil} - T_{w,su,gw}) \quad (6.20)$$

$$\dot{Q}_{u,boil} = \dot{Q}_{u,1,boil} + \dot{Q}_{coil} \quad (6.21)$$

Termička efikasnost se može odrediti kao količnik grejnog kapaciteta kotla i toplote koja ulazi u kotao:

$$\eta_{H_g} = \frac{\dot{Q}_{u,boil}}{\dot{Q}_{c,H_g}} \quad (6.22)$$

Ulazna toplota u gasni kondenzacioni kotao se može odrediti preko gornje toplotne moći (H_g) ili donje toplotne moći (H_d) goriva:

$$\dot{Q}_{c,H_g} = \dot{M}_{f,boil} \cdot H_g \quad (6.23)$$

6.2. Tehnički podaci kotla

Metodologija prikupljanja osnovnih informacija o gasnom kondenzacionom kotlu čije ispitivanje je potrebno izvršiti, propisana je odgovarajućim tehničkim standardima koji se bave ispitivanjem gasnih kotlova, njihovih ulaznih podataka, uticajnih parametara i izlaznih podataka. Efikasnost gasnog kotla predstavlja veoma značajan podatak, koji se uobičajeno predstavlja u zavisnosti od drugih ulaznih, izlaznih podataka i uticajnih parametara.

Osnovne informacije o kotlu koje je potrebno pribaviti pre početka ispitivanja date su u tabeli 6.1. Proizvođači kotlova predstavljaju podatke o efikasnosti rada kotlova u zavisnosti od: stepena termičkog opterećenja kotla, vrste i sastava goriva, radnog režima kotla i sl.

Kod kondenzacionih gasnih kotlova se uglavnom radi o modulacionim gasnim gorionicima gde je veoma bitan odnos između minimalne i maksimalne snage gorionika (granice modulacionog režima rada). Gorionik koji ima odnos 1:14, ima takve mogućnosti da radi u modulacionom režimu sa minimalnim kapacitetom koji iznosi oko 7 (%) od ukupnog toplotnog kapaciteta.

Tabela 6.1. Tehnički podaci kondenzacionog kotla

Tehnički opis / naziv veličine	Naziv / Jedinica mere
Proizvođač	-
Tip kotla	Za prirodni gas / TNG / Propan
Potrošnja goriva, Q_{NG}	(m ³ /h)
Maksimalno termičko opterećenje, Q_{maks}	(kW)
Zapremina radnog medijuma, V	(m ³)
Temperaturni opseg rada	10 – 104 (°C)
Protok radnog medijuma, \dot{M}_w	(kg/s)
Maksimalno dozvoljeni radni pritisak, p_{maks}	MPa
Efikasnost, η	(%), u zavisnosti od $T_{w,ret}$, i opterećenja kotla

Tabela 6.2. Opšti podaci gorionika

Tehnički opis / naziv veličine	Naziv / Jedinica mere
Proizvođač gorionika	-
Tip gorionika, gorivo	Cilindrični (ventilatorski), prirodni gas
Modulacioni opseg	1 : x
Minimalno termičko opterećenje	(%) Ukupnog kapaciteta gorionika

Pojava ultramodulacionih režima rada kod kondenzacionih gasnih kotlova omogućava radne režime u rasponu od 1:40. Ovakav raspon modulacionog opsega u upravljanju omogućava korak od 2,5 (%) u granicama od 2,5 – 100,0 (%), što povoljno utiče na pojavu kondenzacije kod kondenzacionih gasnih kotlova. Ovakvim načinom upravljanja postiže se optimalan odnos mešavine gorivo/vazduh koja učestvuje u procesu sagorevanja u ložištu gasnog kondenzacionog kotla. Razvojem novih konstrukcionih rešenja gasnih gorionika omogućen je stabilan rad i prisustvo plamena i sa radnim opterećenjem gorionika od svega 2,5 (%).

Karakteristike prirodnog gasa kao goriva date su u tabeli 6.3.

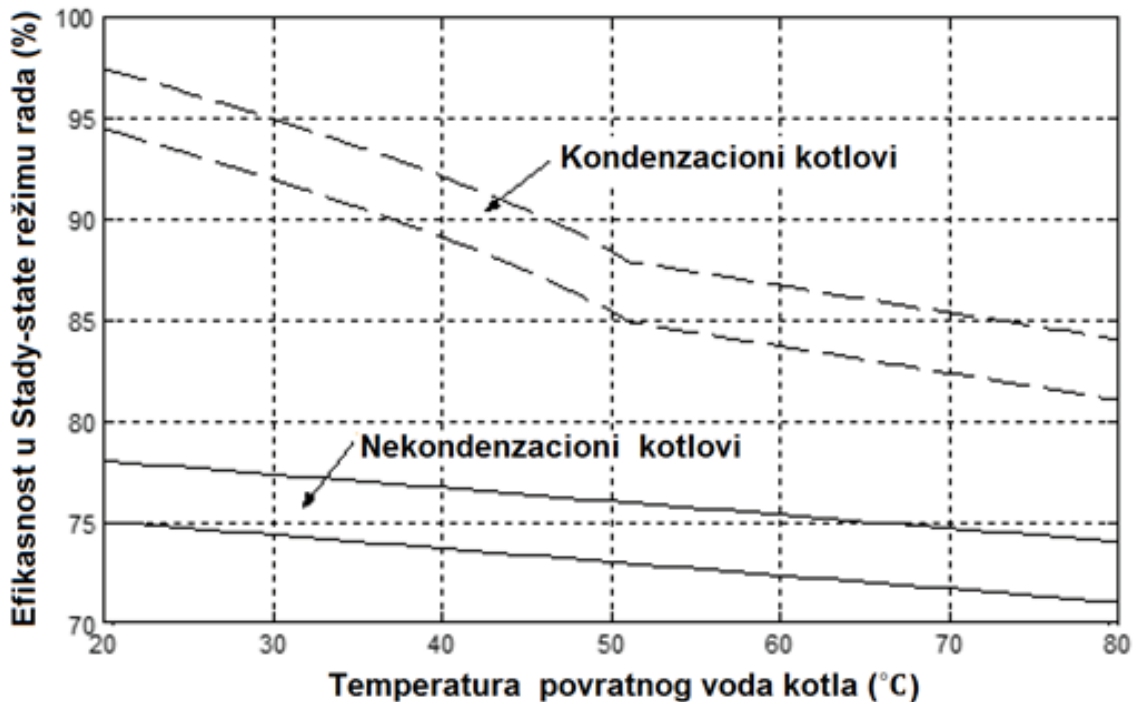
Tabela 6.3. Svojstva prirodnog gasa

Naziv veličine / opis	Jedinica mere	Vrednost
Sadržaj ugljenika	(maseni %)	73,3
Sadržaj vodonika	(maseni %)	23,9
Sadržaj kiseonika	(maseni %)	0,4
Koncentracija metana	(zapreminski %)	80 – 99
Koncentracija etana	(zapreminski %)	2,7 – 4,6
Koncentracija azota	(zapreminski %)	0,1 – 15
Koncentracija ugljen-dioksida	(zapreminski %)	1 – 5
Koncentracija sumpora	(ppm)	< 5
Metanski broj		69 – 99
Oktanski broj		120 – 130
Relativna molekulska masa		17 – 20
Relativna gustina (15(°C) / 1 (bar))		0,72 – 0,81
Stoikiometrijski odnos vazduh / gorivo		17,2
Donja toplotna moć	(MJ/kg)	33 – 50
Stoikiometrijska donja toplotna moć	(MJ/kg)	2,75
Granične vrednosti koeficijent viška vazduha (λ)		0,7 – 2,1

Ukupna potrošnja električne energije gasnog kondenzacionog kotla uključuje sledeće potrošače električne energije sistema koji se ispituje: ventilator za dovod vazduha za sagorevanje, kontrolna tabla, ventili na gasnoj rampi, servouređaj za vazduh, i dr. Kada se kotao nalazi u radnom režimu „čekanja“ (*engl. Stand-by*) na zahtev za isporuku toplotne energije, jedini gasni potrošači su kontrolna tabla i električni releji, ekran i druga signalizacija rada kotla. Zbog različite potrošnje električne energije u različitim režimima opterećenja kotla, potrebno je na početku svakog ispitivanja eksperimentalno utvrditi potrošnju električne energije u zavisnosti od stepena opterećenja kotla.

Proizvođači gasnih kondenzacionih kotlova daju ukupno 18 karakterističnih parametara koji se mogu svesti na samo jedan grafički prikaz, efikasnost u funkciji temperature povratnog voda, i stepena opterećenja kotla. Temperaturna razlika između temperature izlaznog voda kotla i temperature produkata sagorevanja je preporučena i iznosi 11,11 (K), (Lebrun i dr., 2000).

Parametri modela gasnog kondenzacionog kotla se prilagođavaju i predviđaju kako bi rezultati ispitivanja modela bili što bliži rezultatima o efikasnosti gasnog kotla koje je predstavio proizvođač gasnih kotlova. U praktičnom izvođenju merenja neophodno je da se odrede i podese sledeći parametri: $A \cdot U_{gw,N}$, $M_{g,boil,N}$, α_{gw} , $A \cdot U_{wenv}$, $R_{acoil,n}$, $R_{wcoil,n}$, $R_{mcoil,n}$. Za izradu modela je upotrebljen metod najmanjih kvadrata. Iz prethodno navedenih razloga uočava se da je za funkcionisanje modela potrebno identifikovati i sledeće parametre: temperatura povratnog voda radnog medijuma gasnog kotla, temperatura potisnog voda radnog medijuma gasnog kotla, temperaturna razlika između izlazne temperature produkata sagorevanja i temperature potisnog voda radnog medijuma gasnog kotla, ambijentalni uslovi (temperatura, atmosferski pritisak i vlažnost vazduha), temperatura ulaznog vazduha u komoru sagorevanja, i stepen opterećenja gasnog kotla. Navedeni parametri predstavljaju ulazne podatke za matematički model. Nakon izrade model će biti u mogućnosti da izračuna efikasnost, maseni protok kondenzata, maseni protok i temperaturu produkata sagorevanja, osetnu i latentnu toplotu u kondenzacionom razmenjivaču toplote.



Slika 6.2. Promena efikasnosti u Steady-state režimu rada u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kotla (BRESCU, 1996)

Izlazni podaci matematičkog modela se mogu upotrebiti prilikom projektovanja i izrade kondenzacionog razmenjivača toplote. Ostvarivanje povećanja energetske efikasnosti kondenzacionih kotlova je moguće promenom odgovarajućih uticajnih parametara u dinamičkim uslovima rada.

Uticajni činioci za proces kondenzacije kod gasnog kondenzacionog kotla se mogu podeliti na sledeće grupe: ulazni podaci, uticajni parametri i izlazni podaci.

6.3. Ulazni podaci

Ulazni podaci za model procesa kondenzacije su dati u tabeli 6.4.

Tabela 6.4. Ulazni podaci modela kondenzacionog gasnog kotla

Oznaka	Jedinica mere	Opis ulazne veličine
$T_{w,su,boil}$	(K)	Temperatura povratnog voda radnog medijuma kotla
$\Delta T_{w,boil}$	(K)	Temperatura potisnog voda kotla temperaturna razlika između temperature povratnog voda i temperature produkata sagorevanja (usvojena empirijska vrednost $\Delta T_{w,boil} = 11,11(K)$ (Lebrun i dr., 2000));
T_{amb}	(K)	Temperatura okoline
p_{atm}	(Pa)	Atmosferski pritisak
RH_{amb}	(-)	Relativna vlažnost vazduha
x_{load}	(-)	Opterećenje kotla

6.4. Uticajni parametri

Parametri se mogu podeliti u grupe, prema mestu nastanka njihovog uticaja na model. Razlikujemo sledeće parametre: goriva, primarnog razmenjivača toplote, sekundarnog razmenjivača toplote i tercijarnog razmenjivača toplote. Parametri goriva su vezani za fizičke i hemijske karakteristike goriva, koje mogu biti promenljivog karaktera kod pojedinih vrsta gasnog goriva. U parametre koji su značajni sa stanovišta postizanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja spadaju parametri navedeni u tabeli 6.5.

Tabela 6.5. Uticajni parametri modela kondenzacionog gasnog kotla

Oznaka	Jedinica mere	Opis izlazne veličine
Parametri goriva		
H_d	(J/kg)	Donja toplotna moć goriva
ρ_{fuel}	(kg/m ³)	Specifična gustina goriva
$\dot{V}_{f,boil}$	(m ³ /h)	Specifična utrošena količina gasa u kotlu
Parametri primarnog razmenjivača toplote – razmenjivač toplote voda/gas		
$A \cdot U_{gw,N}$	(W/K)	Ukupni koeficijent prenosa toplote primarnog razmenjivača toplote
$\dot{M}_{g,boil,N}$	(kg/s)	Specifični maseni protok kroz primarni razmenjivač toplote
α_{gw}	-	Eksponent jednačine prenosa toplote primarnog razmenjivača toplote (eksperimentalno utvrđena vrednost - 0,62)(Lemort i dr., 2008).
Parametri sekundarnog razmenjivača toplote – kondenzacioni razmenjivač toplote		
$R_{a,coil,n}$	(K/W)	Specifični otpor prenosa toplote sa strane dimnih gasova
$R_{w,coil,n}$	(K/W)	Specifični otpor prenosa toplote sa strane radnog medijuma
$R_{m,coil}$	(K/W)	Srednja vrednost specifičnog otpora prenosa toplote
$\dot{M}_{a,coil,n}$	(kg/s)	Maseni protok dimnih gasova kroz sekundarni razmenjivač toplote
$\dot{M}_{w,coil,n}$	(kg/s)	Maseni protok radnog fluida
Parametri tercijarnog razmenjivača toplote – voda/vazduh iz spoljne okoline		
$AU_{w,env}$	(W/K)	Ukupni koeficijent prenosa toplote (voda/vazduh iz spoljne okoline)

6.5. Izlazni podaci

Izlazne podatke modela predstavljaju računski dobijene vrednosti na osnovu unetih ulaznih podataka i parametara koji predstavljaju uticaje u dinamičkim uslovima rada gasnog kondenzacionog kotla.

Izlazni podaci su predstavljeni u tabeli 6.6.

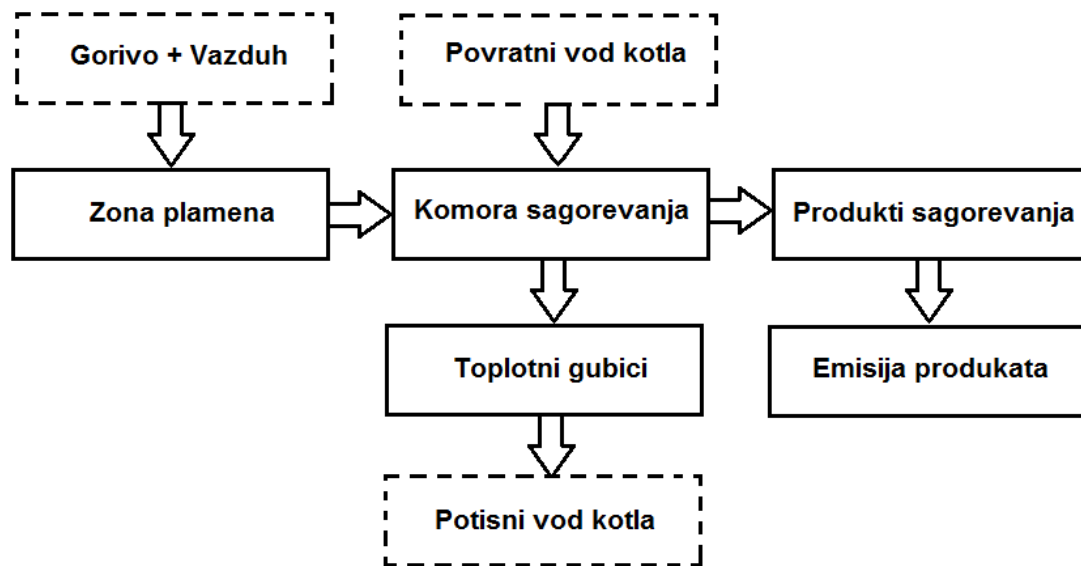
Tabela 6.6. Izlazni podaci modela kondenzacionog gasnog kotla

Oznaka	Jedinica mere	Opis izlazne veličine
$\dot{Q}_{u,boil}$	(W)	Ukupno toplotno opterećenje kotla
$T_{w,ex,boil}$	(K)	Temperatura potisnog voda kotla
$\dot{M}_{f,boil}$	(kg/s)	Ukupni maseni protok goriva
$\dot{M}_{g,boil}$	(kg/s)	Ukupni maseni protok produkata sagorevnja
$\dot{M}_{w,condens}$	(kg/s)	Ukupni maseni protok kondenzata
$T_{g,ex,boil}$	(K)	Temperatura produkata sagorevanja na izlazu iz kotla
η_{H_d}	-	Efikasnost gasnog kotla u odnosu na donju toplotnu moć goriva
$RH_{a,ex,coil}$	-	Relativna vlažnost produkata sagorevanja
$\dot{Q}_{sens,coil}$	(W)	Primljena količina osetne toplote kondenzacionog razmenjivača
$\dot{Q}_{lat,coil}$	(W)	Primljena količina latentne toplote kondenzacionog razmenjivača
η_{H_d}	-	Efikasnost gasnog kotla u odnosu na gornju toplotnu moć goriva
$\dot{V}_{w,boil}$	(l/s)	Ukupni zapreminski protok radnog fluida kroz kotao

7. DEFINISANJE ZAVISNOSTI PARAMETARA POTREBNIH ZA DIMENZIONISANJE SISTEMA ZA KONDENZACIJU VLAŽNIH PRODUKATA SAGOREVANJA U FUNKCIJI ZAHTEVA DINAMIČKIH USLOVA RADA

7.1. Modelovanje parametara sistema za kondenzaciju

Prema četvorozonskom modelu kotla Li i Hanby-ja (2006), sačinjen je dijagram toka koje je predstavljen na slici 7.1.



Slika 7.1. Dijagram toka za Li/Hanby model kotla (Li i Hanby, 2006)

Prema navedenom dijagramu toka uočene su četiri zone kotla sa njihovim uticajnim parametrima, bez obzira da li je reč o ulaznim ili izlaznim podacima iz modela. Osnovne zone koje su razmatrane su: zona plamena, komora sagorevanja, produkti sagorevanja i toplotni gubici. Parametri koji su uticajni po pojedinim zonama su:

1. zona plamena (gorivo, vazduh za sagorevanje, način upravljanja procesom sagorevanja);
2. komora sagorevanja (temperatura sagorevanja, temperatura povratnog voda kotla, ukupni koeficijent prenosa toplote razmenjivača gas/produkti sagorevanja, maseni protok radnog fluida, temperatura produkata sagorevanja i maseni protok produkata sagorevanja);
3. produkti sagorevanja (temperatura produkata sagorevanja, maseni protok produkata sagorevanja i emisija štetnih gasova u spoljnu okolinu) i
4. gubici toplote (maseni protok radnog medijuma i produkata sagorevanja i temperature radnog medijuma i produkata sagorevanja).

Na osnovu navedenih zona i uticajnih parametara mogu se odrediti grupe zavisnih podataka koje se neophodne za izradu modela i ocene rada kondenzacionog kotla. Podaci koji su potrebni za dobijanje izlaznih podataka matematičkog modela dati su u tabeli 7.1.

Za izračunavanje ukupnog koeficijenta prenosa toplote kod kotla neophodno je poznavati parametre koji su dati u tabeli 7.2.

Tabela 7.1. Ulazni, izlazni podaci i parametri modela kondenzacionog gasnog kotla

Parametar	Ulazni podatak	Izlazni podatak
UA_{main}	$\dot{m}_w, \dot{m}_a, \dot{m}_f$	Izlazna toplota
R_a	T_{air}	η_{gross}
UA_{case}	g_a	η_{net}
\dot{m}_a	T_f	T_{flow}
\dot{m}_f	T_{amb}	T_{flue}
Φ_{max}, Φ_{min}	T_{ret}	NO_x, CO, SO_x

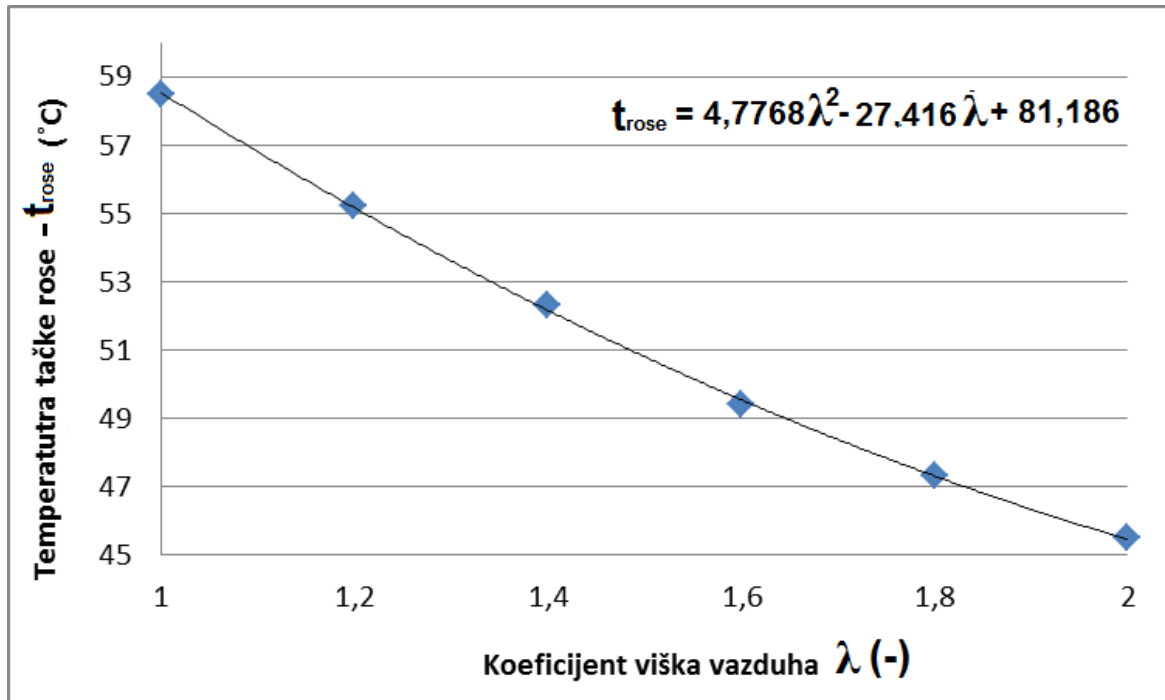
Tabela 7.2. Podaci za proračun ukupnog koeficijenta prenosa $U \cdot A$

Simbol	Parametar	Komentar
Q_r	Izlazna toplota	
$t_{w,ret}$	Temperatura povratnog voda	
$t_{w,su}$	Temperatura potisnog voda	
Q_c	Gubici toplote	Apsolutna ili delimična vrednost
Φ	%CO ₂	% O ₂ ili alternativno
η	Efikasnost u odnosu na toplotnu moć (gornju i donju)	

7.2. Zona plamena

U nehomogenoj gasovitoj smeši goriva i vazduha (kiseonika), kada su koncentracije unutar granica paljenja, pripaljivanjem će se izazvati zona intenzivnih hemijskih reakcija. Navedena zona se sferno prostire kroz smešu prenošenjem toplote i difuzijom, ako ne postoji drugi mehanizam prenosa. Eksperimentalno je utvrđeno da je debljina

zone intenzivnih reakcija veoma mala. U trenutku kada prečnik dovoljno poraste u odnosu na debljinu može se smatrati ravnom. Ova zona naziva se front plamena ili talas sagorevanja. U frontu plamena temperatura gasa se menja od početne temperature gorive smeše do maksimalne temperature sagorevanja. Koncentracija reaktanata opada od početne vrednosti do nule, (Linkovi, [5]).



Slika 7.2. Zavisnost tačke rose od koficijenta viška vazduha

Prilikom sagorevanja prirodnog gasa potrebno je obezbediti optimalnu količinu vazduha, kako bi se obezbedila što veća efikasnost, a na taj način i manja emisija štetnih gasova u spoljnu okolinu.

Količina vazduha koji se dovodi procesu sagorevanja prirodnog gasa u većoj količini od teorijski potrebnog za potpuno sagorevanje, naziva se višak vazduha. Izvesna količina viška vazduha je neophodna da bi se osiguralo prisustvo dovoljne količine vazduha u komori sagorevanja. Gasovi sagorevaju prema složenim mehanizmima, jer mešavina gas/vazduh nije uvek uniformna (homogena). Odnos između količine vazduha koji se dovodi procesu i teorijski zahtevanog, naziva se koficijent viška vazduha (λ).

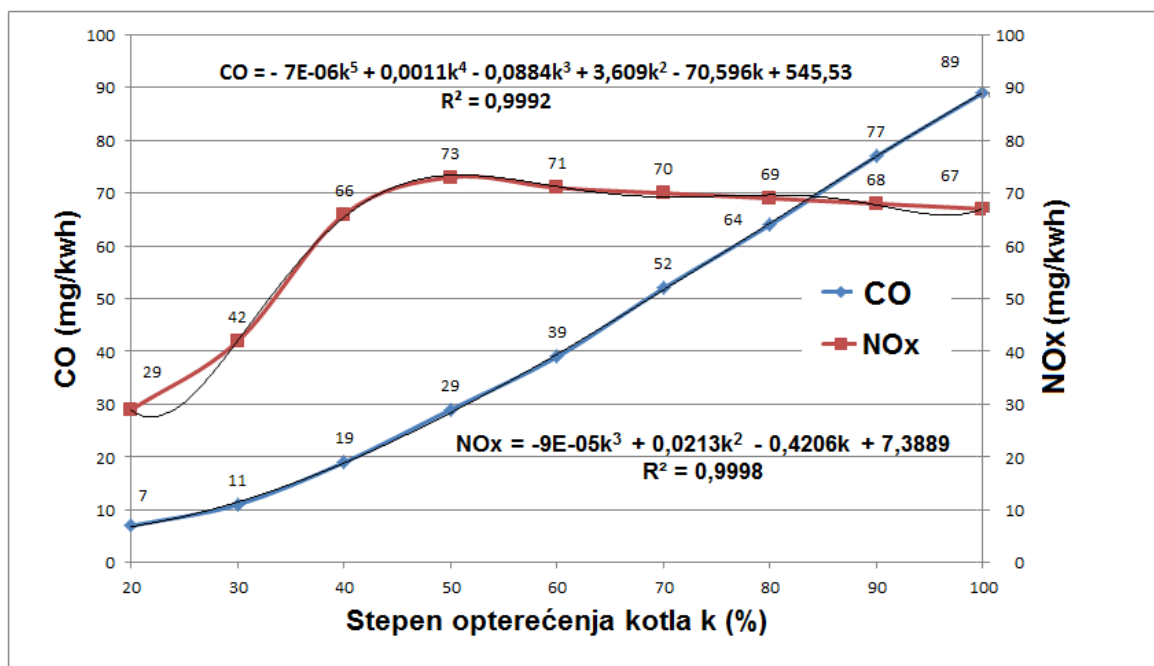
Zavisnost temperature tačke rose, t_{rose} (°C) od koficijenta viška vazduha λ (-), utvrđena je obradom eksperimentalnih podataka (Kovačević, 2016) i predstavljena jednačinom:

$$t_{rose} = 4,7768\lambda^2 - 27,416\lambda + 81,186 \quad (7.1)$$

Povećanje koeficijenta viška vazduha λ (-) dovodi do snižavanje temperature produkata sagorevanja t_{flue} (°C), kao posledica tog smanjenja dolazi i do snižavanja temperature tačke rose, t_{rose} (°C). Temperatura tačke rose se nalazi u intervalu od 45,5 – 58,4 (°C) za vrednosti koeficijenta viška vazduha 1 – 2. Uobičajena vrednost koeficijenta viška vazduha λ (-) za modulacione ventilatorske gorionike se kreće u granicama 1,05 – 1,1. Temperatura tačke rose u ovom intervalu koeficijenta viška vazduha ima vrednosti 57,0 – 57,8 (°C).

Temperatura tačke rose produkata sagorevanja prirodnog gasa značajno opada sa povećanjem koeficijenta viška vazduha. Za vrednost $\lambda=1$, temperatura tačke rose iznosi 58,4 (°C) za prirodni gas koji se koristi u Republici Srbiji. Druga granična vrednost prikazana na slici 7.2. kada je vrednost $\lambda=2$ temperatura tačke rose iznosi 45,5(°C).

Emisija štetnih produkata sagorevanja u spoljnu okolinu predstavlja deo toplotnih gubitaka svakog kotla. Kontrola emisije štetnih produkata sagorevanja i njeno održavanje u granicama propisanih vrednosti značajno utiču na povećanje ukupne efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla.



Slika 7.3. Zavisnost emisije CO i NO_x za PREMIKS gorionik kondenzacionog gasnog kotla od stepena opterećenja kotla k (%), prirodni gas $H_d= 33,338$ (MJ/Nm³), $\lambda=1,2$

Emisija produkata sagorevanja CO i NO_x se kontroliše u tačno utvrđenim vremenskim periodima, prema standardima EU. Na slici 7.3. prikazano je ispitivanje gasnog gorionika kotla u različitim uslovima rada, uključujući hladan start, topli start, uticaj različitih parametara dužine sistema za odvod produkata sagorevanja koji se menjao u opsegu dužina od 0 – 20 (m), sa korakom promene od 1(m). Poštujući preporuke EN 483 da se

koncentracija NO_x održi ispod granice od 70 (mg/kWh). Maksimalna vrednost produkcije NO_x od 73 (mg/kWh) je ostvarena za stepen opterećenja gasnog kotla $k = 50$ (%). Maksimalna emisija CO od 89 (mg/kWh) je ostvarena za stepen opterećenja kondenzacionog kotla na gas u iznosu od $k = 100$ (%). Vrednosti za CO se nalaze u opsegu od 7 – 89 (mg/kWh), dok emisija NO_x ima vrednosti 29 – 73 (mg/kWh) za opseg opterećenja kondenzacionog kotla na gas od 20 – 50 (%), daljim povećanjem stepena opterećenja kondenzacionog kotla na gas 50 – 100 (%) vrednost emisije NO_x opada, i vrednosti se nalaze u granicama od 73 – 67 (mg/kWh). Izražena mala amplituda promene NO_x od svega 6 (mg/kWh) za povećanje stepena opterećenja kondenzacionog kotla od 50 (%), pokazuje da je gorionik u stabilnom režimu sagorevanja i da promena opterećenja minimalno utiče na emisiju NO_x . U istom opsegu stepena opterećenja gasnog kondenzacionog kotla emisija CO se povećala sa 29 na 89 (mg/kWh), što predstavlja povećanje emisije CO za više od 300 (%).

Emisija štetnih produkata sagorevanja za PREMIKS gorionik kondenzacionog gasnog kotla u zavisnosti od stepena opterećenja kotla k (%) može se izraziti na sledeći način:

$$CO = -0,000007k^5 + 0,0011k^4 - 0,0884k^3 + 3,609k^2 - 70,596k + 545,53 \quad (7.2)$$

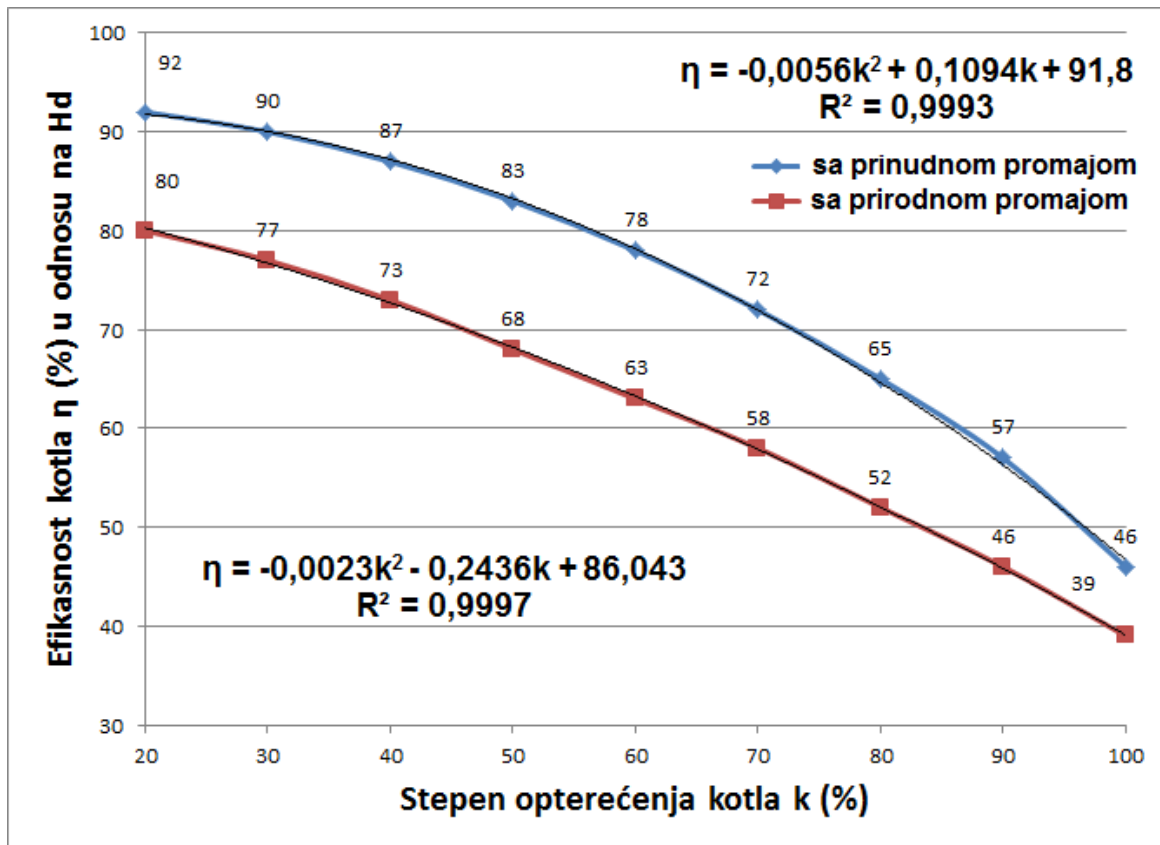
$$NO_x = -0,00009k^3 + 0,0213k^2 - 0,4206k - 70,596k + 7,3889 \quad (7.3)$$

Koeficijenti determinacije R^2 za jednačine 7.2 i 7.3 iznose 0,9992 i 0,9998. Ove vrednosti su veoma bliske maksimalnoj vrednosti $R^2=1$ i potvrđuju jaku vezu između unetih podataka i značajnu osetljivost utvrđenog modela zavisnosti.

7.3. Zona komore sagorevanja i toplotnih gubitaka

Ispitivanje efikasnosti gasnih nekondenzacionih kotlova sa atmosferskim gorionikom i komorom sagorevanja sa prirodnom i prinudnom promajom je predstavljeno na slici 7.4. Efikasnost kotlova je ispitana u odnosu na opterećenje gasnog kotla u prvom satu rada u hladnom startu. U ovom periodu rada gasnog kotla značajno je umanjenje energetske efikasnosti zbog toplotne inercije samog kotla, ali i sistema za centralno grejanje. Za opterećenje gasnog kotla od $k = 20$ (%) efikasnost iznosi $\eta = 80$ (%) za kotao sa prirodnom promajom i $\eta = 92$ (%) za kotao sa prinudnom promajom koja se ostvaruje u komori sagorevanja. Za vrednosti opterećenje kotla od $k = 100$ (%) efikasnost značajno opada i iznosi 39 odnosno 46 (%) posmatrano u odnosu na donju toplotnu moć goriva. (Lambić i Kovačević, 2006). Za nekondenzacione gasne kotlove sa prirodnom promajom zavisnost efikasnosti u periodu intenzivnih toplotnih gubitaka i značajnog uticaja toplotne inercije kotla i sistema za centralno grejanje, od opterećenja kotla može se predstaviti izrazom:

$$\eta = -0,0023k^2 - 0,2436k + 86,043 \quad (7.4)$$



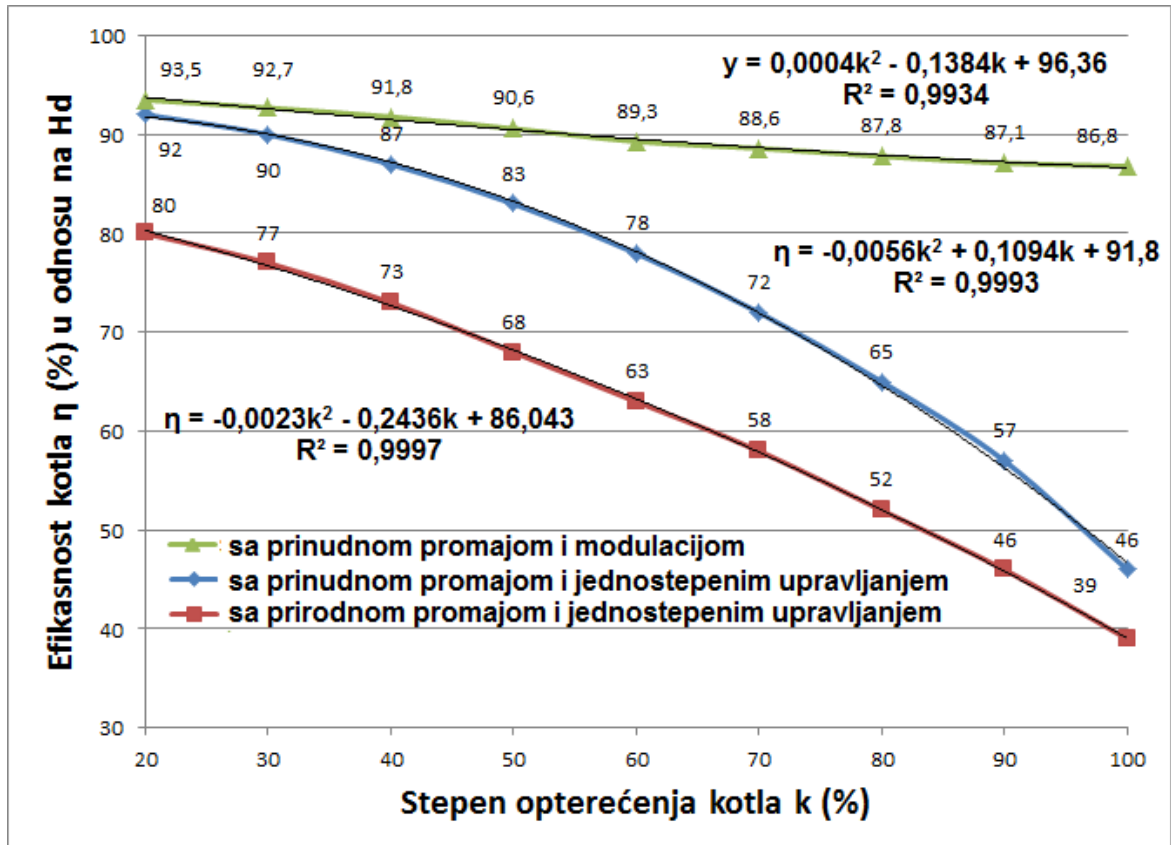
Slika 7.4. Zavisnost efikasnosti od opterećenja gasnog nekondenzacionog kotla sa prirodnom i prinudnom promajom i jednostepenim upravljanjem radom gorionika

Kod nekondenzacionih gasnih kotlova sa atmosferskim gorionicima i prinudnom promajom, koji imaju jednostepeni način upravljanja radom gorionika zavisnost efikasnosti od stepena opterećenja kotla može se prikazati jednačinom:

$$\eta = -0,0056k^2 - 0,1094k + 91,8 \quad (7.5)$$

Utvrđena je opšta mera jačine veze između stepena opterećenja kotla k (%) i efikasnosti kotla η (%) putem koeficijenata determinacije koji za izraz 7.4. iznosi R²=0,9993 a za izraz 7.5. R²=0,9997. Utvrđena je snažna zavisnost ispitivanih parametara.

Gasni kotlovi koji su opremljeni gasnom rampom, i upravljačkim sistemom koji omogućavaju rad u modulacionom režimu (proces sagorevanja se prilagođava zahtevima potrošača za isporuku toplote između zadatih tačaka minimuma i maksimuma), postižu bolje rezultate u pogledu efikasnosti gasnih kotlova, u odnosu na gasne kotlove koji rade u jednostepenom ili dvostepenom režimu rada. Ispitivanje gasnih kotlova koju su osposobljeni za rad u modulacionom režimu rada, gde je moguće izvršiti podešavanje i kontrolu količine vazduha koji se dovodi u komoru sagorevanja, daju bolje rezultate u odnosu na ispitivanja gasnih kotlova sa atmosferskim gorionikom.



Slika 7.5. Zavisnost efikasnosti od opterećenja gasnog nekondenzacionog kotla sa prinudnom promajom i modulacionim načinom upravljanja radom gorionika

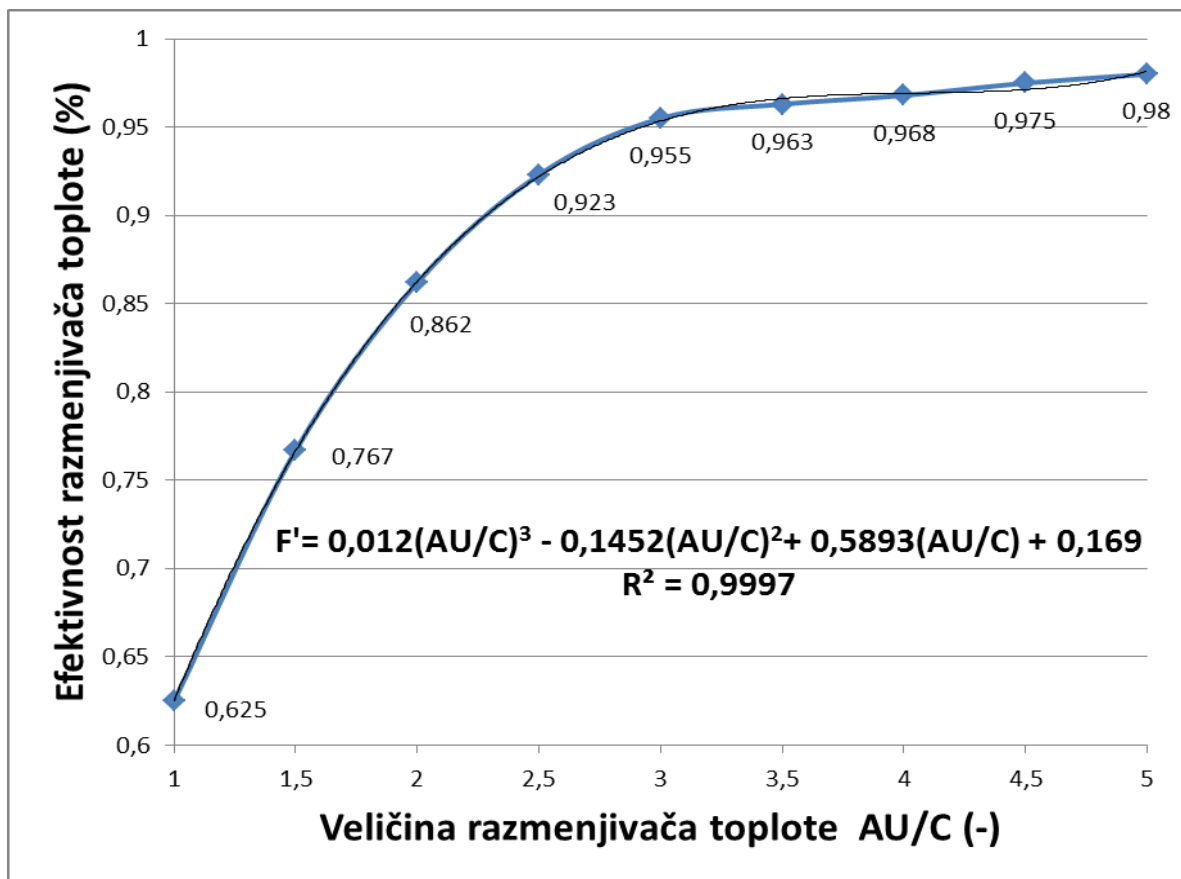
Za nekondenzacione gasne kotlove koji imaju prinudnu promaju i modulacioni režim upravljanja gasnim gorionikom stepen efikasnosti u zavisnosti od opterećenja kotla 20 – 100 (%) ima razliku između maksimalne i minimalne vrednosti efikasnosti svega 6,8 (%), dok je ova razlika za prethodna dva ispitana slučaja iznosila 41 (%) za kotao sa prirodnom promajom i jednostepenim upravljanjem gorionikom, i 46 (%) za kotao sa prinudnom promajom i jednostepenim upravljanjem.

Za nekondenzacionih gasni kotao sa modulacionim načinom upravljanja rada gorionika zavisnost efikasnosti od stepena opterećenja kotla, uz koeficijent determinacije $R^2=0,9934$, može se izraziti preko kvadratne jednačine efikasnosti:

$$\eta = 0,0004k^2 - 0,1384k + 96,36 \quad (7.6)$$

Termički proračuni kondenzacionih razmenjivača toplote se uglavnom izvode prema dva modela:

1. Colburn – Hougén model koji je modifikovao Hobler (1986) i
2. VDI model (VDI-GVS Editor, 2010).



Slika 7.6. Zavisnost efektivnosti od veličine razmenjivača toplote

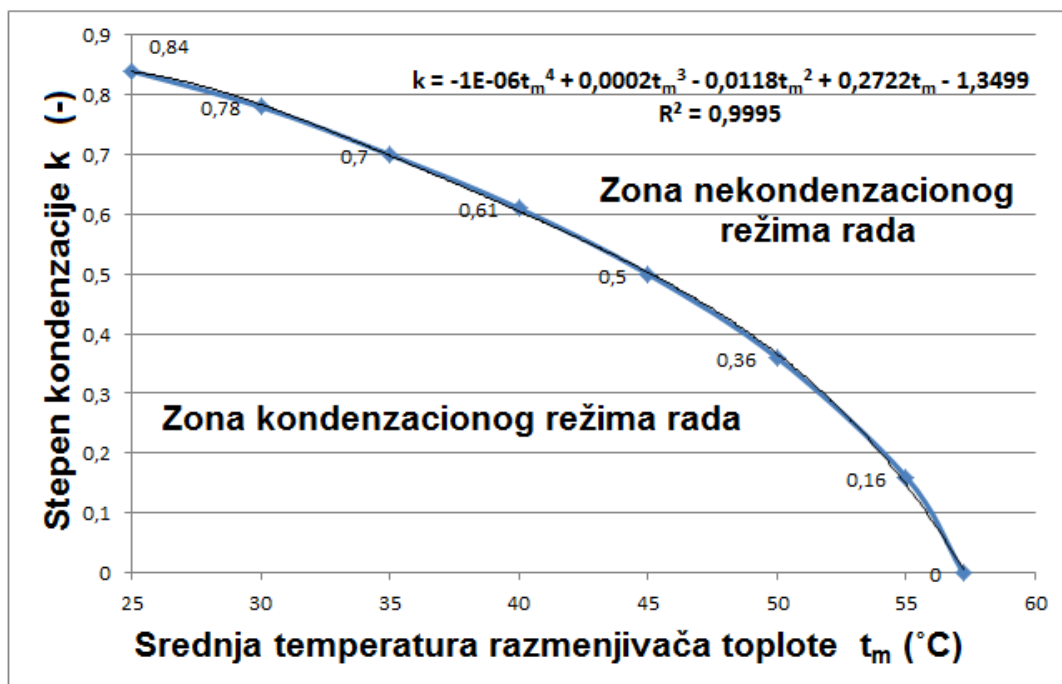
Geometrijske karakteristike razmenjivača toplote, a prvenstveno razmenjivačka površina A (m^2), imaju presudan uticaj na temperaturnu efektivnost F' (%) kod svih vrsta razmenjivača toplote. Na slici 7.6. predstavljena je zavisnost temperaturne efektivnosti F' (%) od veličine razmenjivača toplote $A \cdot U / C$. Veličina razmenjivača toplote je data kao odnos vrednosti proizvoda površine razmenjivača toplote A (m^2) i ukupnog koeficijenta prenosa toplote U (W/m^2K) i ukupnog toplotnog kapaciteta razmenjivača toplote C (J/K). Koeficijent prenosa toplote U , i efektivnost razmenjivača toplote F' (%) značajno rastu ako se povećava razmenjivačka površina, ali samo do određene vrednosti površine razmenjivača toplote. Deo krive koja predstavlja zavisnost efektivnosti razmenjivača toplote F' (%) od veličine razmenjivača toplote $A \cdot U / C$ (-) gde je vrednost veličine razmenjivača toplote u opsegu vrednosti od 1 do 3, uočava se povećanje efektivnosti od 62,5 - 95,5 (%). Daljim povećanjem veličine razmenjivača toplote, deo krive zavisnosti za vrednosti veličine razmenjivača toplote $A \cdot U / C$ od 3 do 5, efektivnost se povećava za svega 2,5 (%) i iznosi maksimalnih 98 (%).

Efektivnost kondenzacionog razmenjivača toplote u zavisnosti od veličine razmenjivača toplote, uz opštu meru jačine veze između podataka od $R^2=0,9997$ predstavljena je matematičkim izrazom:

$$F' = 0,012(AU / C)^3 - 0,1452(AU / C)^2 + 0,5893(AU / C) + 0,169 \quad (7.7)$$

Kondenzacija koja se javlja u vlažnim produktima sagorevanja je različita u odnosu na kondenzaciju pare u prisustvu nekondenzujućeg gasa. U ovoj situaciji temperatura tačke rose vlažnih produkata sagorevanja (zbog olakšavanja proračuna, vlažni produkti sagorevanja se posmatraju kao mešavina gasova para/vazduh), je manja od 60 (°C). Ukoliko je temperatura kondenzacionog razmenjivača veća od temperature tačke rose, neće doći do pojave kondenzacije, u tom slučaju se dešava jednofazni prenos toplote konvekcijom. Ukoliko su zidovi kondenzacionog razmenjivača toplote na nižem temperaturnom nivou od temperature tačke rose, dolazi do pojave kondenzacije.

Zavisnost stepena kondenzacije k (-) od temperature zida razmenjivača toplote t_m (°C), sa koeficijentom determinacije od $R^2=0,9995$ prikazana je na slici 7.7.



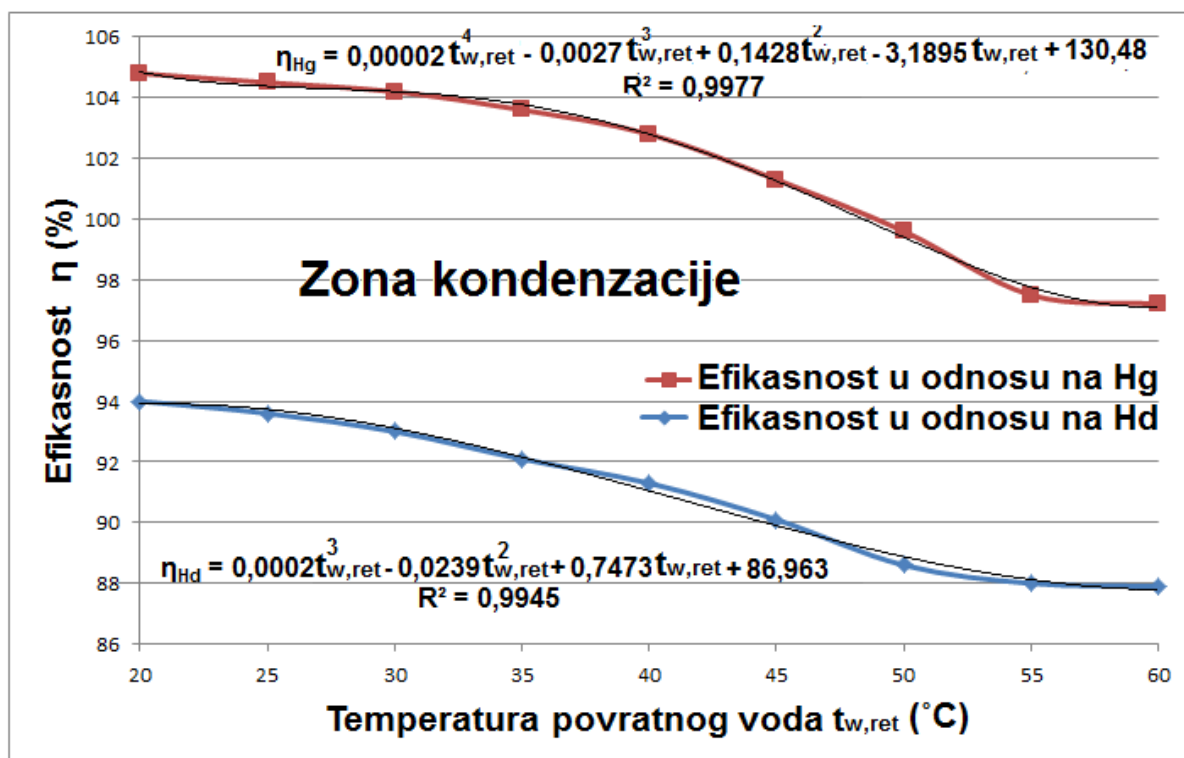
Slika 7.7. Zavisnost stepena kondenzacije k (-) od srednje temperature razmenjivača toplote t_m (°C)

Stepen kondenzacije pruža informaciju o procentu ostvarivanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja u kondenzacionom razmenjivaču toplote. Stepenn kondenzacije k (-) se smanjuje kada se srednja temperature razmenjivača toplote t_m (°C) povećava. Kada vrednost srednje temperature razmenjivača toplote t_m (°C), dostigne vrednost temperature tačke rose $t_{rose}= 57,2$ (°C), proces kondenzacije prestaje, i kondenzacioni razmenjivač radi u nekondenzacionom režimu rada.

Zavisnost stepena kondenzacije k (-) od srednje temperature razmenjivača toplote t_m (°C) utvrđena je izrazom:

$$k = -0,000001t_m^4 + 0,0002t_m^3 - 0,0118t_m^2 + 0,2722t_m - 1,3499 \quad (7.8)$$

Za minimalnu vrednost srednje temperature razmenjivača toplote $t_m= 25$ (°C), stepenn kondenzacije je maksimalan i iznosi 0,84 (-).



Slika 7.8. Zavisnosti efikasnosti gasnog kondenzacionog kotla η (%) u odnosu na vrednost temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C) i toplotne moći goriva (H_d i H_g)

Deo grafičkog prikaza nekondenzacionog režima rada je predstavljen na slici 7.8. Kada se temperatura povratnog voda kotla približi temperaturi tačke rose koja iznosi 57,2 (°C), ili ima niži temperaturni nivo pojavljuje se proces kondenzacije. Proces kondenzacije dovodi do značajnog povećanja efikasnosti gasnog kotla. Ovo povećanje u nekim istraživanjima ima vrednosti od 6 do 10,8 (%). Da bi se izračunao prenos toplote i mase u kondenzacionom razmenjivaču toplote, mora se u obzir uzeti uticaj difuzije, i toplotnog otpora sloja inertnog gasa (suvi, nekondenzujući gas).

Uticaj toplotne otpornosti filma kondenzata na zidu kondenzacionog razmenjivača toplote je zanemarljivo mali (Hobler, 1986).

Termički otpor provođenja toplote kroz zid cevi (kod kondenzacionog razmenjivača toplote) dostiže značajne vrednosti, ako je spiralna cev kondenzacionog razmenjivača toplote izrađena od plastičnih materijala. Vrednost koeficijenta toplotne provodljivosti za cevi od plastičnih materijala iznosi $\lambda = 14$ (W/mK), (Lee i dr., 2005).

Zavisnosti efikasnosti gasnog kondenzacionog kotla η (%) u odnosu na vrednost temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C) i toplotne moći goriva (H_d i H_g), uz koeficijente determinacije veze između parametara od $R^2=0,9945$ za H_d i $R^2=0,9977$ za H_g , su utvrđene izrazima:

$$\eta_{Hg} = 0,00002t_{w,ret}^4 - 0,0027t_{w,ret}^3 + 0,1428t_{w,ret}^2 - 3,1895t_{w,ret} + 130,48 \quad (7.9)$$

$$\eta_{Hd} = 0,0002t_{w,ret}^3 - 0,239t_{w,ret}^2 + 0,7473t_{w,ret} + 86,963 \quad (7.10)$$

Vrednosti parametara koji direktno utiču na energetske efikasnost kondenzacionih kotlova se određuju ispitivanjem kondenzacionih razmenjivača toplote simulacionim i eksperimentalnim putem. U toku rada sistema za centralno grejanje, zbog promene klimatskih parametara (temperature spoljnog vazduha, vlažnosti, jačine sunčevog zračenja i brzine vetra) toplotne potrebe objekata se često menjaju. Isporuka toplote iz kotla mora da se prilagođava toplotnim potrebama potrošača (grejnim telima u objektu). Usled dnevnih i sezonskih promena u potrebama za toplotom potrošača u sistemu centralnog grejanja potrebno je uskladiti dinamiku isporuke toplote iz kotla.

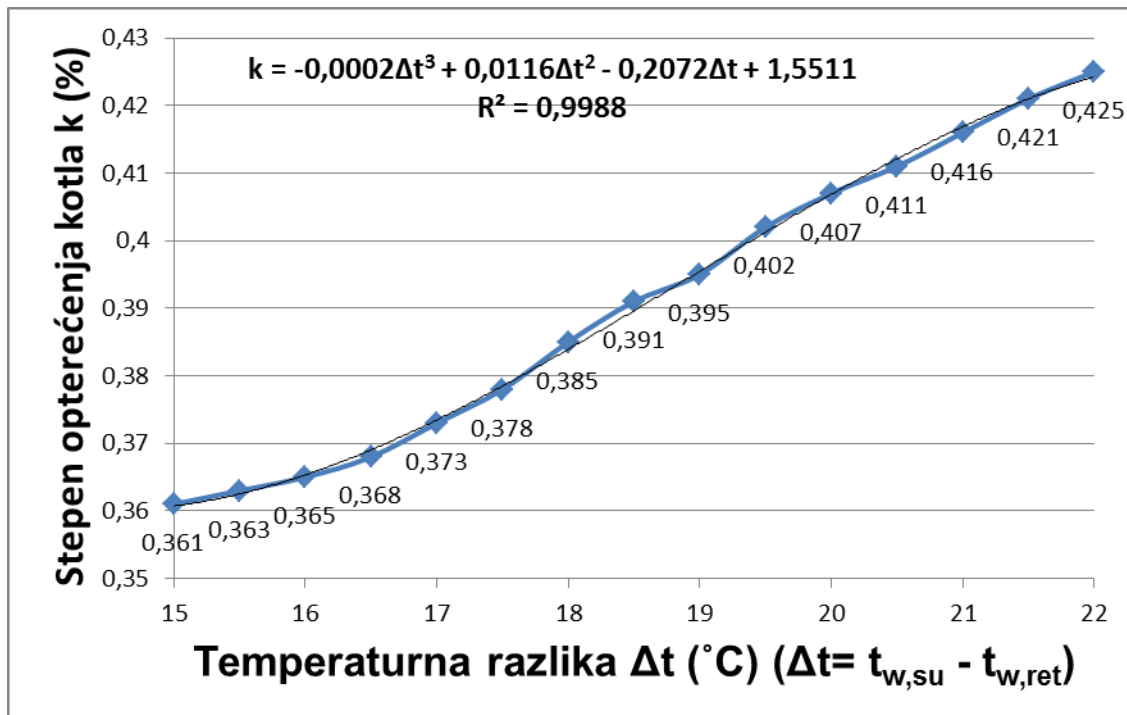
Regulacija količine toplote koja se isporuči u jedinici vremena može se ostvariti na sledeće načine:

1. promenom temperature potisnog voda kondenzacionog gasnog kotla pri konstantnom protoku;
2. promenom protoka radnog medijuma gasnog kondenzacionog kotla pri konstantnoj temperaturi potisnog voda kotla i
3. kombinovano, promenom oba parametra istovremeno.

Prvi način regulacije omogućava smanjenje isporučene količine toplote snižavanjem temperature potisnog i povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla, što je povoljno sa aspekta povećanja stepena kondenzacije kod kondenzacionih kotlova. Smanjenjem protoka radnog fluida moguće je odgovoriti na smanjenje zahteva za isporukom toplotne energije od strane potrošača. Primenom ovog načina regulacije dolazi do smanjenja brzina strujanja u cevovodu, pada pritiska usled trenja i lokalnih otpora. Kombinovana regulacija promenom protoka i temperature potisnog voda gasnog kondenzacionog kotla je najpovoljniji način regulacije. Nedostaci prva dva načina su u ovom slučaju umanjeni. Kombinovana regulacija se upotrebljava u savremenim gasnim kondenzacionim kotlovima, gde se stepen opterećenja gasnog kotla veoma brzo menja u zavisnosti od izlaznih i ulaznih parametara kotla (temperatura potisnog i povratnog voda kotla, i maseni protok radnog fluida, gasa, vazduha i produkata sagorevanja kroz kotao).

Na slici 7.9. prikazana je zavisnost delimičnog opterećenja kotla u najpoželjnijem intervalu opterećenja 36-42,5 (%) za ostvarivanje procesa kondenzacije. Temperaturna razlika između temperature potisnog i povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla je neophodna informacija za upravljački sistem, da bi mogao da odredi način rada gasnog gorionika i prilagodi isporuku toplotne energije zahtevima potrošača. Temperatura potisnog i povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla se stalno mere i upoređuju, i na

osnovu dobijenih informacija upravlja se radom gasnog kondenzacionog kotla. Navedene temperature su povezane sa spoljnom temperaturom vazduha, i na osnovu nje se upravlja radom gasnog kondenzacionog kotla.



Slika 7.9. Zavisnost opterećenja gasnog kotla od spoljne temperature

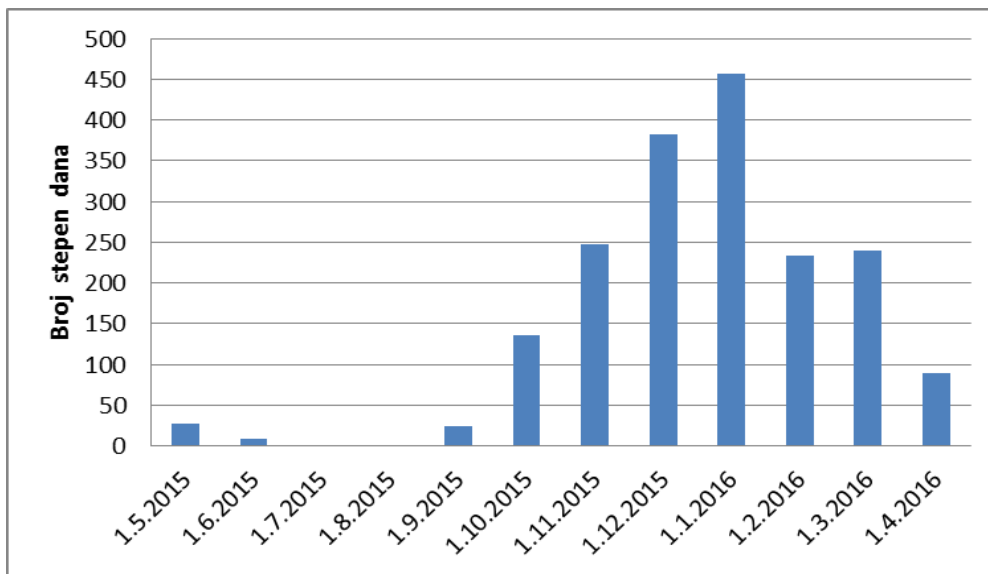
Spoljna temperatura se utvrđuje putem spoljnog senzora temperature koji se postavlja na severnoj strani grejanog objekta i izložen je direktnim atmosferskim uticajima (vetar, Sunčevo zračenje, spoljna temperatura i vlažnost). Vrednosti navedene temperaturne razlike teorijski se kreću u opsegu 0 – 36,8 (°C). Spoljna projektna temperatura za Zrenjanin iznosi – 14,8 (°C). Temperaturna razlika može biti i veća u zavisnosti od stvarnih spoljnih temperatura koje u području Zrenjanina imaju zabeležene minimalne vrednosti od -26,5 (°C). Opseg temperaturne razlike spoljne i unutrašnje temperature posmatrane na slici 7.9. je 15 – 23 (°C). Daljim povećanjem temperaturne razlike povećava se i stepen opterećenja kondenzacionog kotla što nepovoljno utiče na efikasnost procesa kondenzacije. Zavisnost stepena opterećenja kotla k (%) od temperaturne razlike Δt (°C) uz koeficijent determinacije $R^2 = 0,9988$ je predstavljena izrazom:

$$k = -0,0002\Delta t^3 + 0,0116\Delta t^2 - 0,2072\Delta t + 1,5511 \quad (7.11)$$

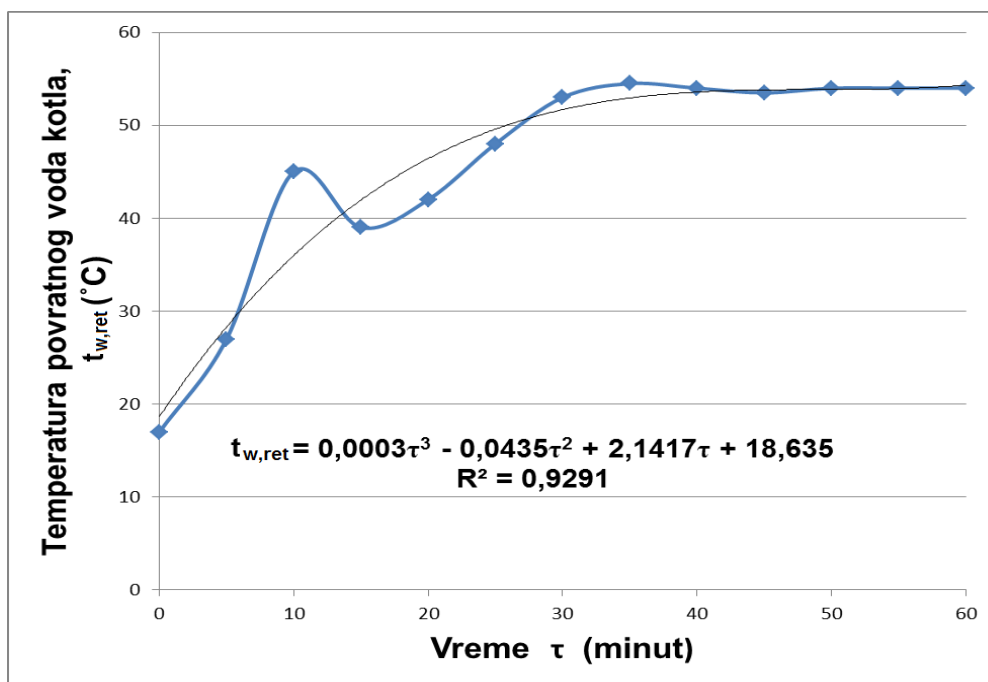
Sam pojam stepen-dan, koji je ključni element metode proračuna godišnje potrošnje energije, predstavlja, na neki način, pokazatelj kretanja spoljne temperature vazduha u nekom mestu tokom perioda grejanja, (Todorović, 2013).

Analiza dijagrama stepen-dana za područje grada Zrenjanina za grejnu sezonu 2015/2016. godine ukazuje na smanjenje broja stepen-dana u odnosu na prethodni

period, kada je broj stepen dana iznosio 2.748, za grejnu sezonu 2015/2016. broj stepen dana iznosio 1.782. Smanjenje broja stepen dana povoljno utiče na rad kondenzacionih kotlova jer omogućava rad sa delimičnim opterećenjem kotla, što pogoduje nastanku procesa kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja. Najkritičniji meseci po broju stepen-dana su decembar 2015. (382 stepen-dana) i januar 2016. godine (457 stepen-dana) svi ostali meseci su ispod granice od 250 stepen-dana. Ukupno umanjeње broja stepen dana u prethodnoj grejnoj sezoni u odnosu na višegodišnje proseke iznosi 35,2 (%). Navedeni podatak potvrđuje da sa stanovišta klimatskih parametara ostvaruju pogodni uslovi za upotrebu gasnih kondenzacionih kotlova.



Slika 7.10. Broj stepen dana za grejnu sezonu 2015/2016. godine

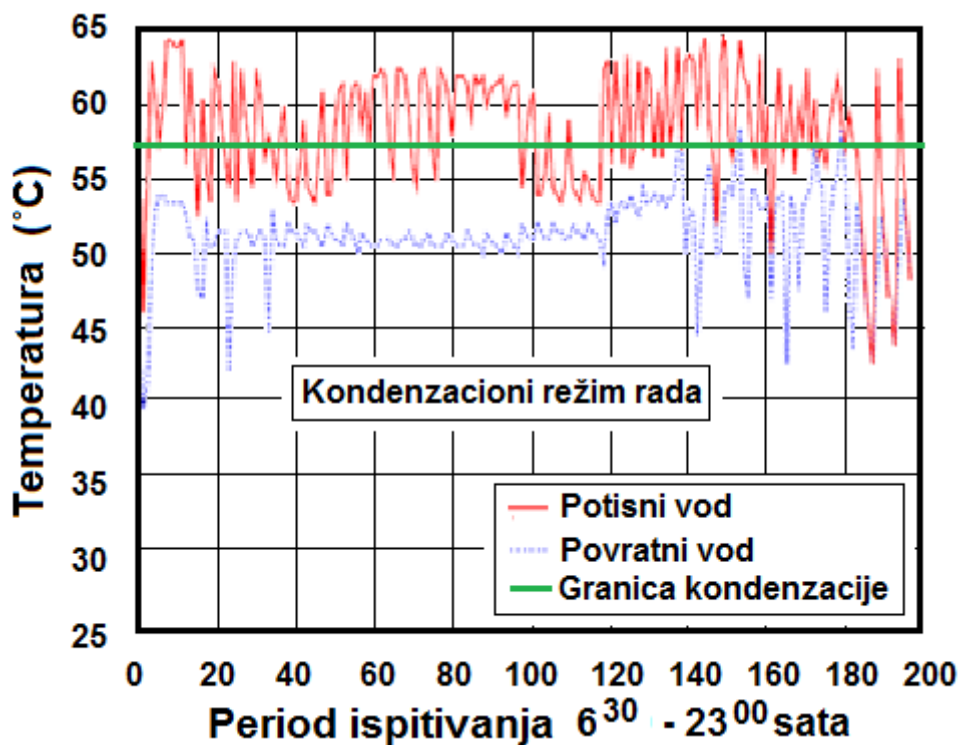


Slika 7.11. Pokretanje kotla (engl. Start-up) – prvi sat rada kondenzacionog kotla

Pokretanje gasnog kondenzacionog kotla podrazumeva zagrevanje samog kotla, distributivne mreže i grejnih tela. Toplotna inercija sistema grejanja zavisi od vrste sistema u pogledu cevnog razvoda i grejnih tela, zbog navedenog razloga u desetom minutu rada temperatura povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ iznosi 45 (°C). Nakon savladavanja toplotne inercije kondenzacioni kotao ulazi u stacionarni režim rada, kada je temperatura povratnog voda kotla u granicama od svega nekoliko stepeni 5 – 6 (°C). Za ulazak u stacionarni režim rada u zavisnosti od spoljne temperature potreban je vremenski interval od 35 – 45 (minuta) rada. Nakon ulaska u stacionarni režim rada mogu se vršiti pouzdana ispitivanja parametara rada kondenzacionog kotla i sistema grejanja. Ulazak gasnog kondenzacionog kotla u stacionarno stanje u zavisnosti temperature povratnog voda kotla, sa opštom merom jačine veze između parametara od $R^2=0,9291$, utvrđen je izrazom:

$$t_{w,ret} = 0,0003\tau^3 - 0,0435\tau^2 + 2,1417\tau + 18,635 \quad (7.12)$$

Značajno odstupanje zavisnosti parametara nastaje zbog savladavanja termičke inercije kotla i sistema centralnog grejanja.

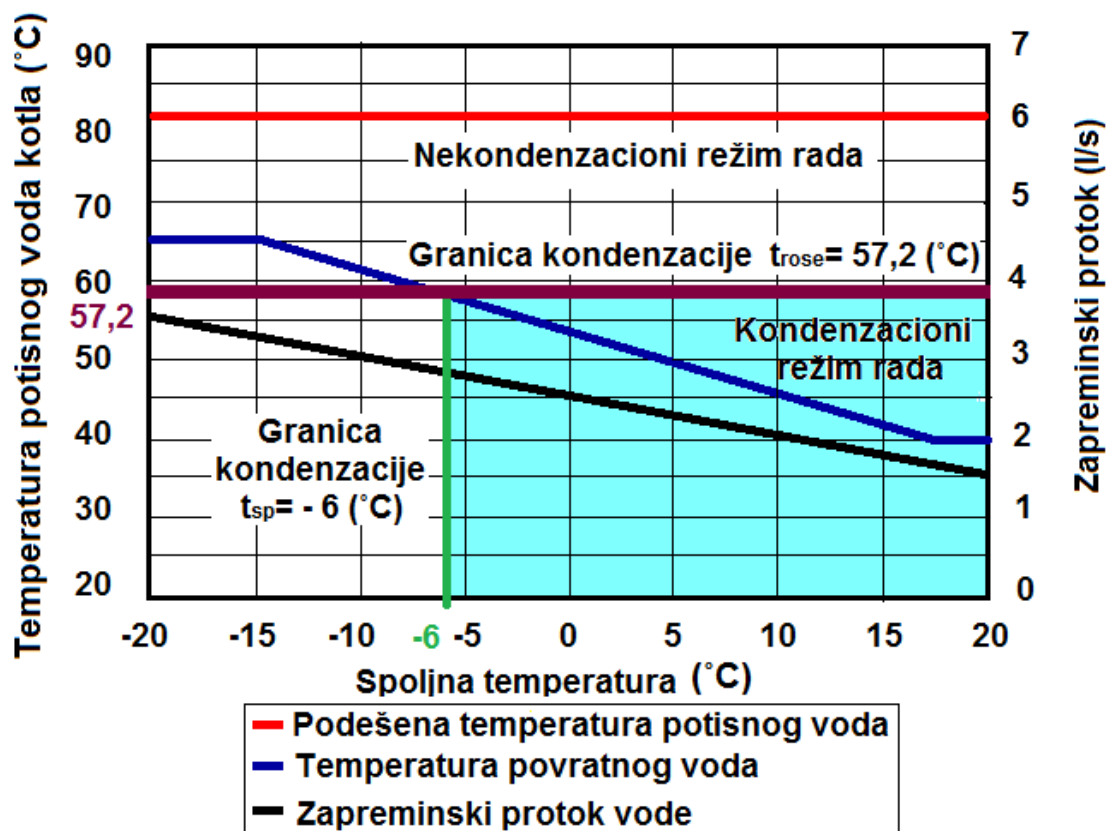


Slika 7.12. Temperatura potisnog i povratnog voda kotla u period 6,30 – 23,00 sata

Vrednosti temperatura povratnog i potisnog voda kondenzacionog kotla eksperimentalno su utvrđene logerom za snimanje podataka o temperaturama kotlovskeg postrojenja i predstavljene se na slici 7.12. Utvrđene vrednosti se odnose na dan 16. februar 2015. godine za područje Zrenjanina. Temperatura povrtanog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C) je u najvećem delu posmatranog perioda ispod temperature tačke rose t_{rose} (°C) vlažnih produkata sagorevanja, i ima značajno manje oscilacije nego temperatura

potisnog voda $t_{w,su}$ (°C) kondenzacionog kotla. Temperatura povrtanog voda kotla $t_{w,ret}$ ima vrednosti 39 – 58 (°C), dok je temperature potisnog voda kotla $t_{w,su}$ u opsegu 42 – 65 (°C). Različiti načini upravljanja pogonom gasnog kondenzacionog kotla omogućavaju ispunjavanje svih zahteva potrošača toplote.

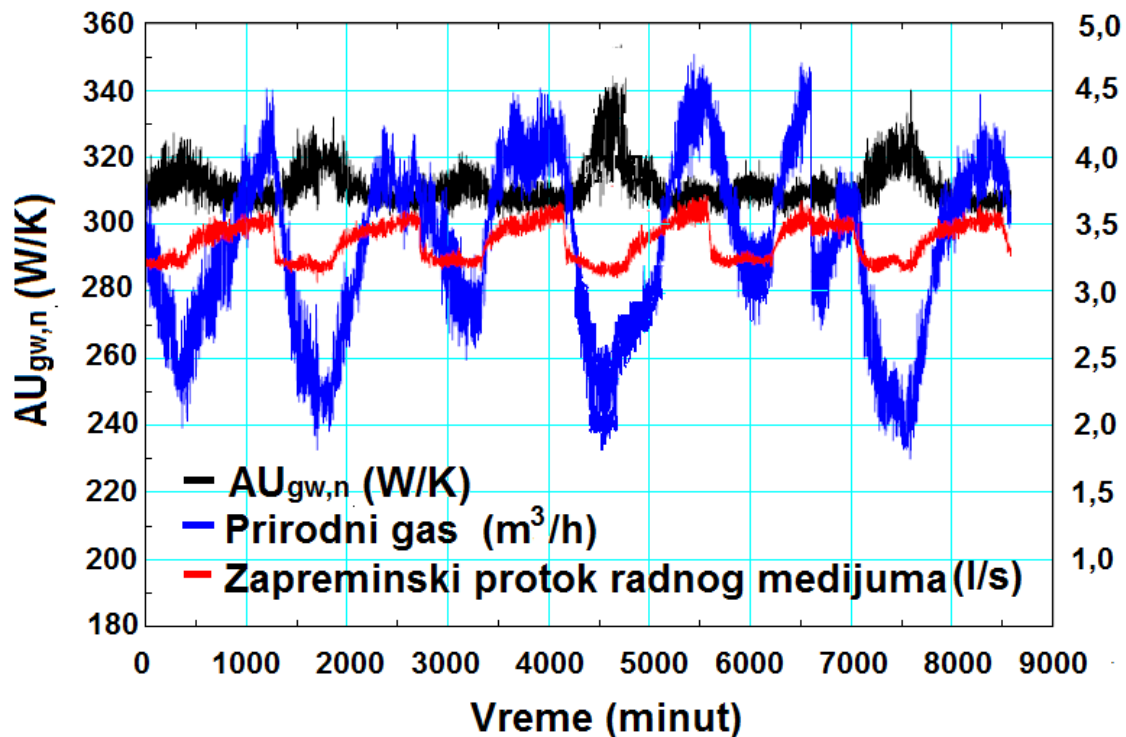
Na slici 7.13. prikazan je način rada kondenzacionog kotla kod kojeg je konstantna temperatura potisnog voda kotla i iznosi $t_{w,su} = 80$ (°C), temperatura povratnog voda kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ se kreće u granicama od 40 – 65 (°C), zapreminski protok radnog fluida je promenljiv i kreće se u granicama 1,5-3,7 (l/s).



Slika 7.13. Zavisnost režima rada kondenzacionog gasnog kotla od spoljne temperature t_{amb} (°C), temperature tačke rose t_{rose} (°C) i zapreminskog protoka radnog fluida v (l/s)

Spoljna temperatura t_{amb} ima opseg od 40 (°C), i kreće se u granicama (-20) – (+20) (°C). Precizno podešavanje promenljivog protoka omogućavaju nove energetske cirkulacione pumpe koje imaju mogućnost samostalnog podešavanja radne tačke, u skladu sa potrebnim podacima o naporu i protoku radnog fluida u sistemu centralnog grejanja. Promena isporuke toplote prema zahtevima potrošača toplote je omogućena promenljivim zapreminskim protokom radnog fluida, jer je izlazna temperatura radnog medijuma iz kondenzacionog kotla fiksna i iznosi $t_{w,su} = 80$ (°C). Promena zapreminskog protoka izaziva promene temperature povratnog voda kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ u granicama od 40 – 65 (°C). Granica procesa kondenzacije u pogledu spoljne temperature $t_{amb} = -6$ (°C).

Zavisnost ukupnog koeficijenta prenosa toplote od zapreminskog protoka radnog medijuma i potrošnje prirodnog gasa prikazana je na slici 7.14. Ispitivanje je izvršeno u stacionarnim uslovima, a vrednost ukupnog koeficijenta prenosa toplote se kreće u opsegu 310 – 340 (W/K), svi podaci su snimljeni u periodu od 16. – 21. februara 2015. godine na području grada Zrenjanina.



Slika 7.14. Zavisnost ukupnog koeficijenta prenosa toplote od potrošnje gasa

7.4. Zona produkata sagorevanja

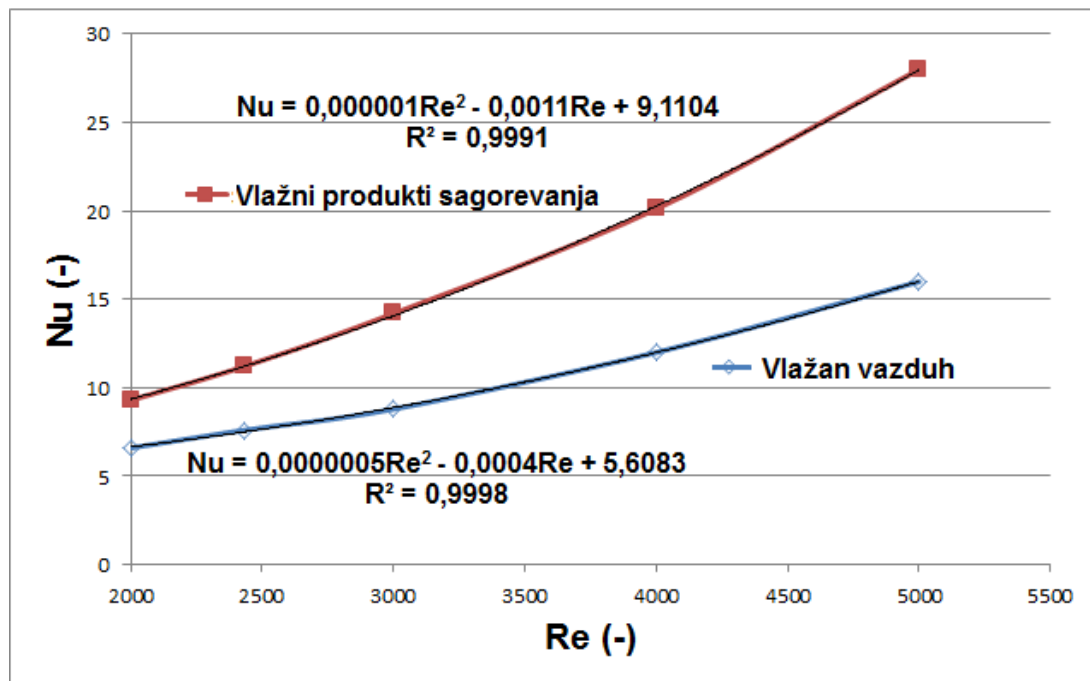
Moderni kotlovi za grejanje zadovoljavaju brojne zahteve. Treba da su ekonomični, sa prihvatljivom cenom, nečujni, prilagodljivi, a ujedno da što manje zagađuju okolinu produktima sagorevanja. Razvojem savremenih uređaja postignut je veći stepen iskorišćenja goriva i energije, pri čemu su posebno oblikovani plamenici i dimovodni kanali kod niskotemperaturnih kotlova na lož ulje ili gas omogućili višu energetsku iskoristivost, pre svega, na račun nižih temperatura dimnih gasova na izlazu iz ložišta. Kondenzati iz gasova, agresivne kiseline, voda koja prodire prilikom kiše i topljenja snega za svaki dimnjak su teško iskušenje. Kao posledica javlja se raspad materijala. (Popović i dr., 2012).

Na slici 7.15. prikazana je komparacija zavisnosti Re i Nu broja između vlažnih produkata sagorevanja i vlažnog vazduha, pri prenosu toplote konvekcijom na suvi zid razmenjivača toplote. Prenos toplote kod vlažnih produkata sagorevanja je uvek veći nego kod suvih produkata sagorevanja.

Prenos toplote kod vlažnih produkata sagorevanja bez pojave procesa kondenzacije putem konvekcije moguće je izraziti jednačinom:

$$Nu = 0,0358(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0,45} \quad (7.13)$$

Vrednost temperature tačke rose, t_{rose} za vlažne produkte sagorevanja je veća u odnosu na mešavinu pare i vazduha, pa bi iz tog razloga pažnju u budućim istraživanjima trebalo usmeriti u tom pravcu, jer je ovaj deo mehanizma prenosa toplote još uvek nedovoljno istražen. Frakcija pare u vlažnim produktima sagorevanja zavisi od parcijalnog pritiska pare, kada se para nalazi u pregrejanom stanju ne dolazi do pojave procesa kondenzacije. Proces kondenzacije se javlja kada se vlažni produkti sagorevanja ohlade ispod vrednosti temperature tačke rose, t_{rose} , (Jia i dr., 2006).

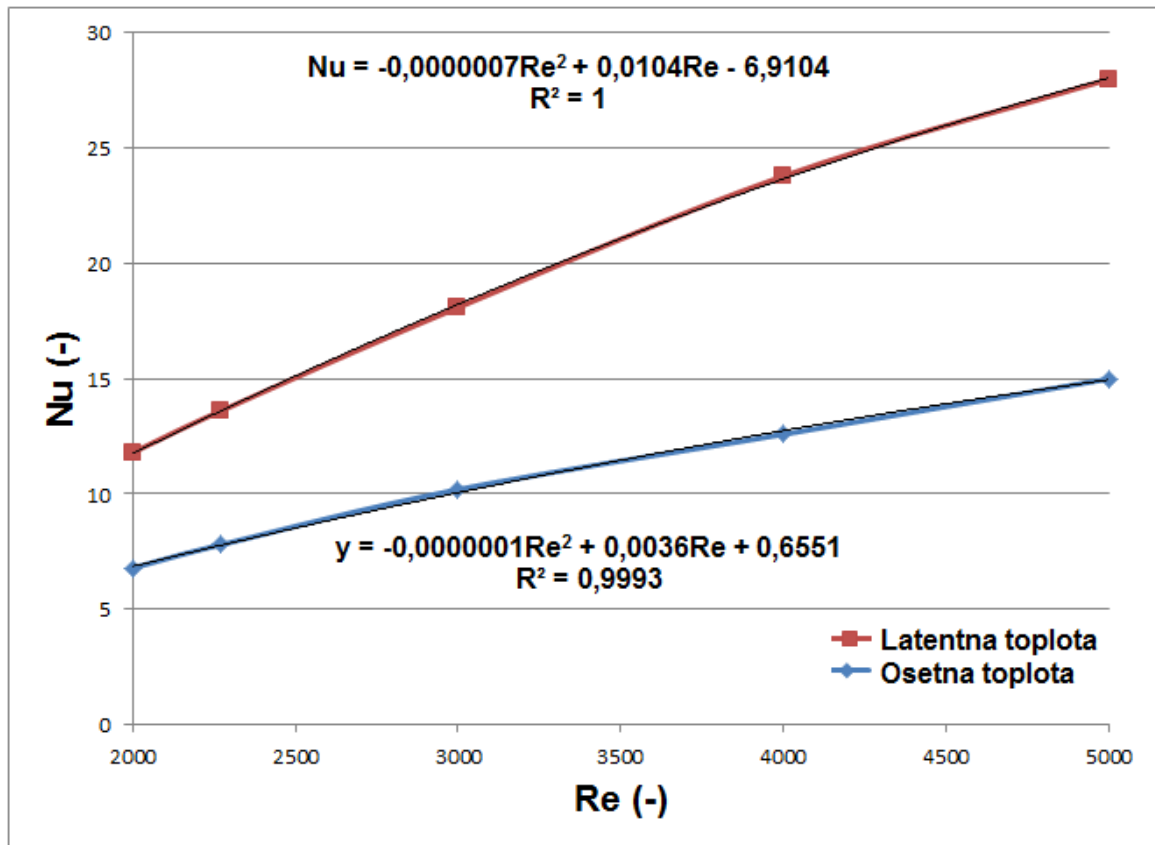


Slika 7.15. Komparacija konvekcije vlažan vazduh - vlažni produkti sagorevanja

Komparacija konvekcije između vlažnog vazduha i vlažnih produkata sagorevanja data je za opseg Rejnoldsovog broja $Re = 2.000 - 5.000$. Izražene zavisnosti Nuseltovog broja Nu za vlažne produkte sagorevanja i vlažan vazduh, imaju vrednosti koeficijenta determinacije $R^2 = 0,991$ i $R^2 = 0,9998$. Zavisnosti su predstavljene izrazima:

$$Nu_{vl.pr.sagor.} = 0,000001Re^2 - 0,0011Re + 9,1104 \quad (7.14)$$

$$Nu_{vl.vazduh} = 0,0000005Re^2 - 0,0004Re + 5,6083 \quad (7.15)$$



Slika 7.16. Komparacija prenosa osetne-latentne toplote - $t_{w,ret}=45$ (°C)

Komparacija prenosa osetne i latentne toplote za vrednost temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}=45$ (°C), predstavljena je na slici 7.16. Prenosi osetne i latentne toplote su date u funkciji Nuseltovog broja Nu (-) i imaju opštu meru jačine veze između podataka od $R^2=1$ za latentnu i $R^2 = 0,9993$ za osetnu toplotu. Zavisnosti su prikazane jednačinama:

$$Nu_{latentna} = 0,0000007 Re^2 - 0,0104 Re - 6,9104 \quad (7.16)$$

$$Nu_{osetna} = 0,0000001 Re^2 - 0,0036 Re + 0,6551 \quad (7.17)$$

7.5. Simulacioni model kondenzacionog razmenjivača toplote

Razmenjivači toplote spadaju u grupu tehničkih sistema koji se najčešće upotrebljavaju. Pored upotrebe u industrijskim pogonima razmenjivači toplote su pronašli svoju primenu i u KGH sistemima i u svakodnevnom životu ljudi. Jedan od najvažnijih elemenata svakog kondenzacionog gasnog kotla je svakako kondenzacioni razmenjivač toplote, koji je u najvećem broju slučajeva razmenjivač toplote sa suprotnosmernim tokom.

Kondenzacioni razmenjivač toplote je predstavljen preko svojih ulaznih i izlaznih veličina:

1. toplota produkata sagorevanja, Q_{flue} ;
2. toplota radnog fluida, Q_w ;
3. ulazna temperature produkata sagorevanja, $t_{flue,in}$;
4. izlazna temperature produkata sagorevanja, $t_{flue,out}$;
5. ulazna temperature grejanog fluida, $t_{w,ret}$ i
6. izlazna temperature grejanog fluida, $t_{w,su}$.

U razmenjivačima toplote se energija prenosi sa jednog fluida na drugi. Taj prenos energije nije jednostavan, nego je složen i kompleksan.

$$t_{w,su} = \lambda \cdot t_{w,ret} + (1 - \lambda)t_{flue,in} \quad 0 \leq \lambda \leq 1 \quad (7.18)$$

Prenos toplote je moguće predstaviti izrazom:

$$\lambda = \frac{1 - e^{-UA(\frac{1}{Q_p} - \frac{1}{Q_f})}}{1 - \frac{Q_p}{Q_f} e^{-UA(\frac{1}{Q_p} - \frac{1}{Q_f})}} \quad (7.19)$$

U zavisnosti od izbora metoda kontrole izlazne temperature iz kondenzacionog razmenjivača toplote predstavljeni su podaci o podešavanju modela za gasni kondenzacionih kotao, čiji se zapreminski protok radnog fluida kreće od 200 – 800 (l/h).

Tabela 7.3. Procenjene vrednosti parametara modela razmenjivača toplote

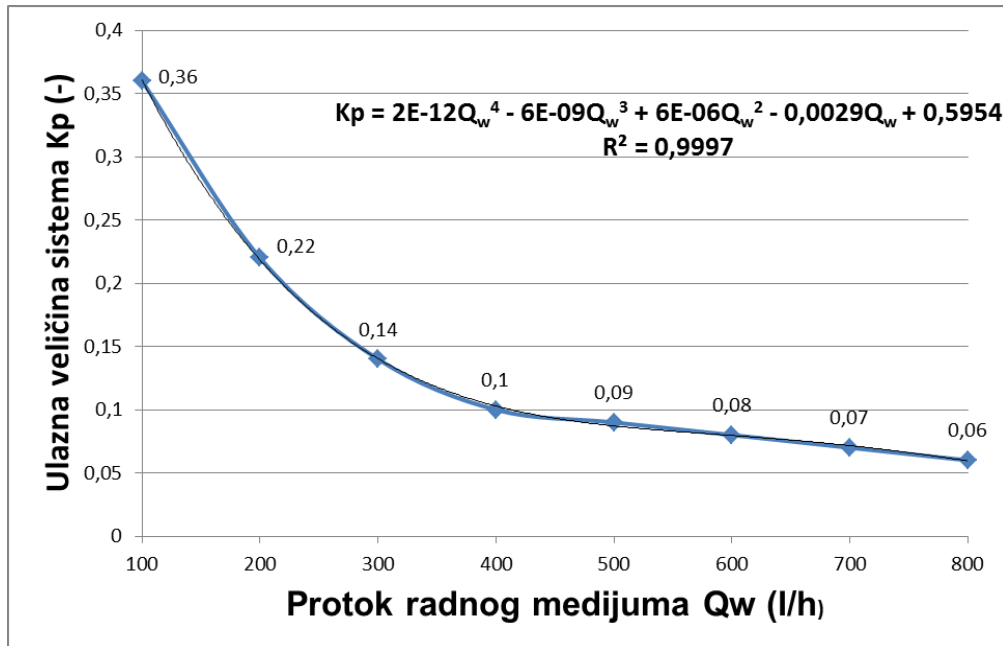
Protok grejnog fluida (l/h)	Ulazna veličina u sistem (Static gain)	Vremenska konstanta [s]	Granično vreme [s]
200	0.220	35	37
300	0.145	35	35
400	0.096	35	30
500	0.090	35	24
600	0.085	35	20
700	0.078	35	16
800	0.058	35	12

Tri parametra modela zavise od protoka grejnog fluida predstavljeni su srednjim vrednostima i imaju posebnu oznaku “^”:

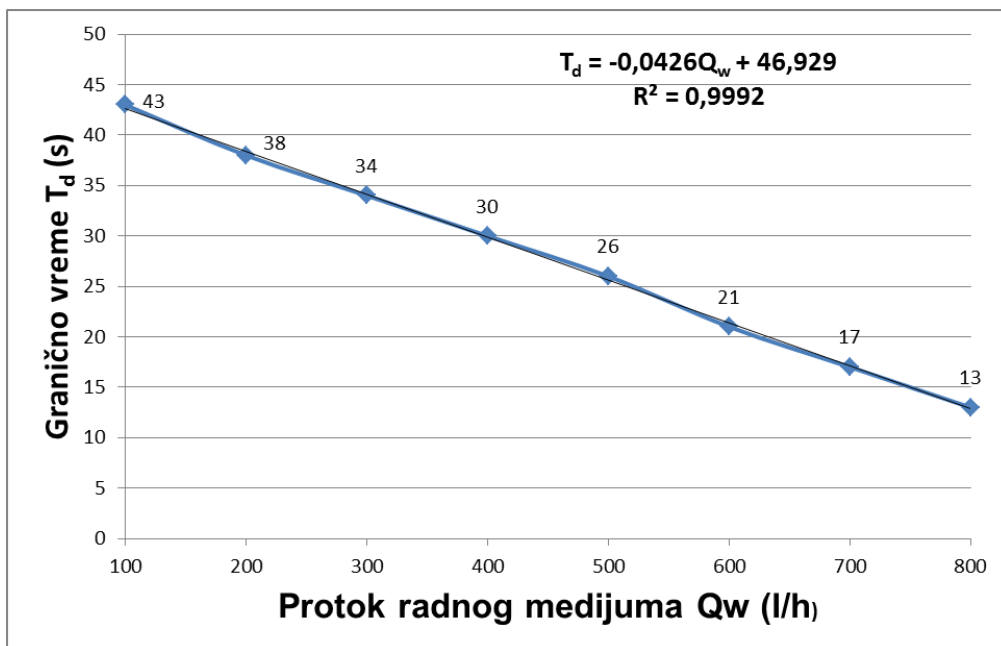
$$\hat{K}_p = \frac{44}{Q_f} \quad (7.20)$$

$$\hat{T}_d [s] = 50 - \frac{Q_f}{20} \quad (7.21)$$

$$\hat{T}_1 [s] = 35 \quad (7.22)$$



Slika 7.17. Zavisnost ulazne veličine u modelu od protoka radnog medijuma kotla Qw (l/h)



Slika 7.18. Zavisnost graničnog vremena u modelu od protoka radnog medijuma kotla Qw (l/h)

Zavisnost ulazne veličine K_p (-) (*engl. Static gain*) od zapreminskog protoka radnog medijuma Q_w (l/h), sa koeficijentom determinacije $R^2= 0,9997$, može se predstaviti izrazom:

$$K_p = 2E - 12Q_w^4 - 6E - 09Q_w^3 + 6E - 06Q_w^2 - 0,0029Q_w + 0,5954 \quad (7.23)$$

Proračun se pomoću predstavljene zavisnosti može izvršiti za bilo koju vrednost zapreminskog protoka radnog fluida Q_w (l/h), kroz kondenzacioni razmenjivač toplote.

Granično vreme T_d (s) simulacionog modela u zavisnosti od zapreminskog protoka radnog fluida Q_w (l/h), predstavljeno je jednačinom:

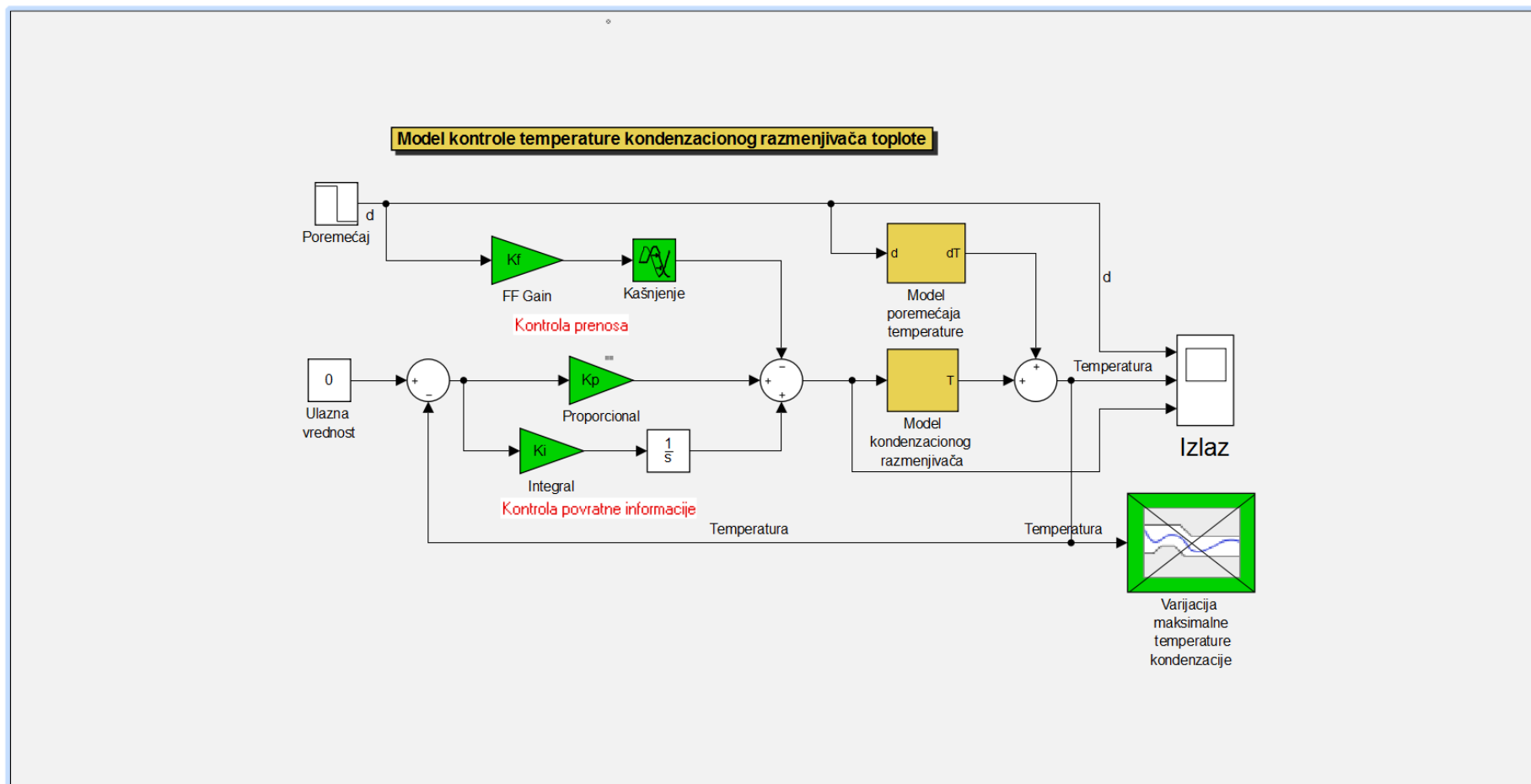
$$T_d = -0,0426Q_w + 46,929 \quad (7.24)$$

Izračunavanje graničnog vremena T_d (s) simulacionog modela predstavljenom linearnom jednačinom, koja ima opštu meru jačine veze između parametara od $R^2=0,9992$, se može izvršiti samo za vrednosti zapreminskog protoka Q_w od 0 – 1.100 (l/h), za veće vrednosti zapreminskog protoka radnog medijuma Q_w (l/h) potrebno je odrediti novu matematičku zavisnost eksperimentalnim putem.

Na slici 7.19. predstavljen je simulacioni model kontrole temperature kondenzacionog razmenjivača toplote izrađen u programskom okruženju Matlab® Simulink®. Model je izrađen sa uticajem poremećaja na vrednost izlazne temperature. Ulazna vrednost simulacionog modela je obrađena PI regulatorom. Varijacije izlazne temperature kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,su}$ (°C) imaju izlazne vrednosti koje zavise od ulaznih veličina kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,ret}$ (°C), $t_{flue,in}$ (°C), i Q_w (l/h).

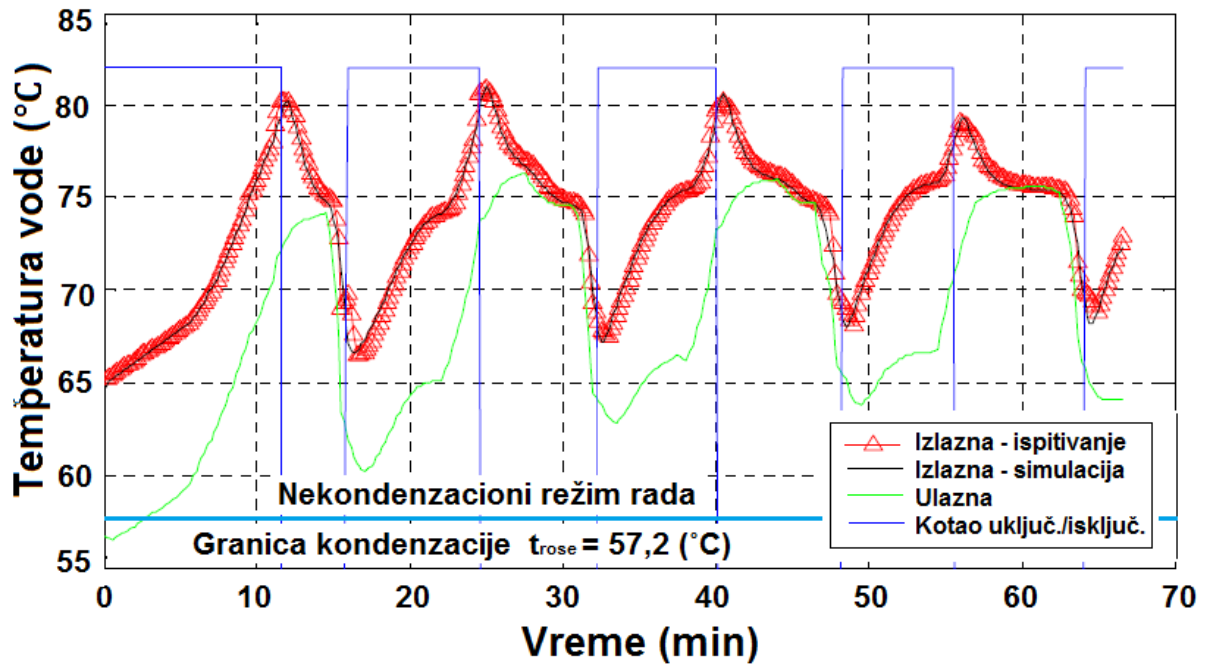
Pre razmatranja izlaznih rezultata simulacionih modela neophodno je izvršiti validaciju modela. Validacija modela je izvršena sa podacima koji daju promenljivu ulaznu temperaturu, slika 7.20 i sa podacima koji se odnose na konstantnu ulaznu temperaturu slika 7.21. Za validaciju simulacionog modela neophodno je obezbediti eksperimentalne podatke koji odgovaraju opsegu validacije. Na slici 7.20. prikazan je nekondenzacioni režim rada jer su vrednosti izlazne temperature kondenzacionog razmenjivača $t_{w,su}$ (°C) nalaze u opsegu od 65 – 82 (°C), a temperatura povratnog voda kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,ret}$ (°C) ima vrednosti 56,2 – 76,1(°C). Dobro poklapanje eksperimentalnih i simulacionih podataka potvrđuje valjanost simulacionog modela u nekondenzacionom režimu rada.

Validacija modela u kondenzacionom režimu rada je izvršena metodom konstantne ulazne temperature gde su vrednosti izlazne temperature kondenzacionog razmenjivača $t_{w,su}$ (°C) nalaze u opsegu od 40 – 50 (°C), a temperatura povratnog voda kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,ret}$ (°C) je skoro konstantna i ima vrednosti 38,0 – 42,0(°C).

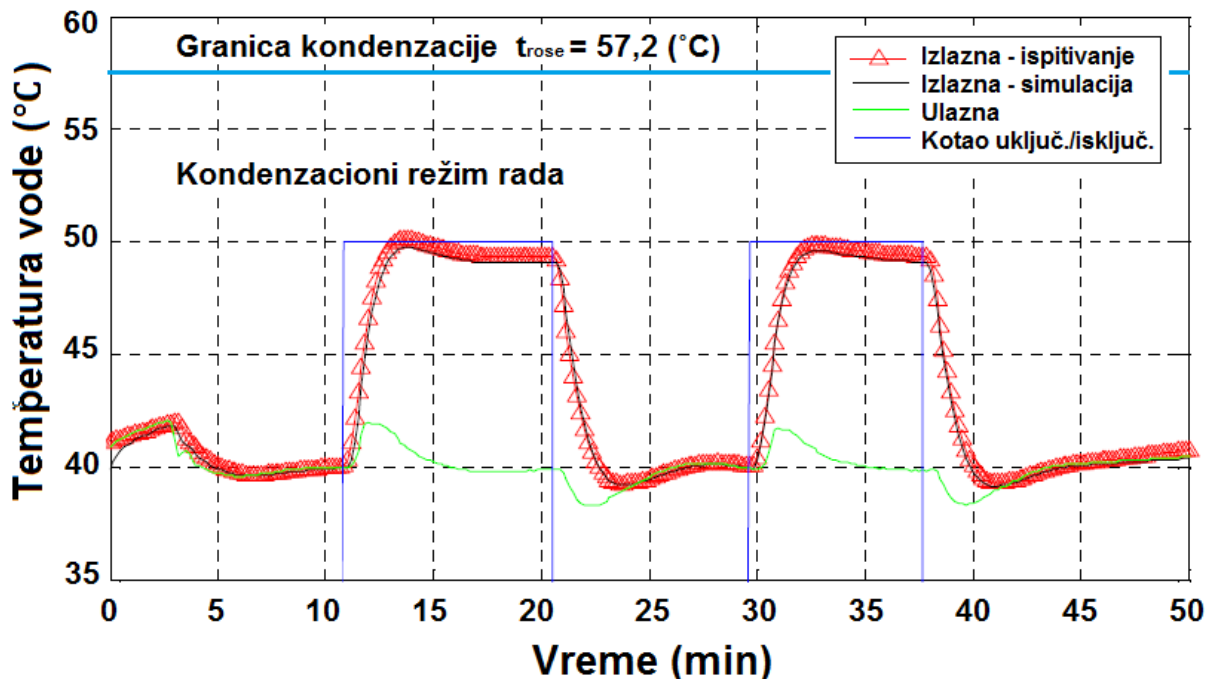


Slika 7.19. Model kontrole temperature kondenzacionog razmenjivača toplote u Matlab® Simulink® programskom paketu

Dobro poklapanje eksperimentalnih i simulacionih podataka potvrđuje valjanost simulacionog modela i u kondenzacionom režimu rada. Ciklusi rada kondenzacionog razmenjivača toplote su prikazani na slikama 7.20. i 7.21.

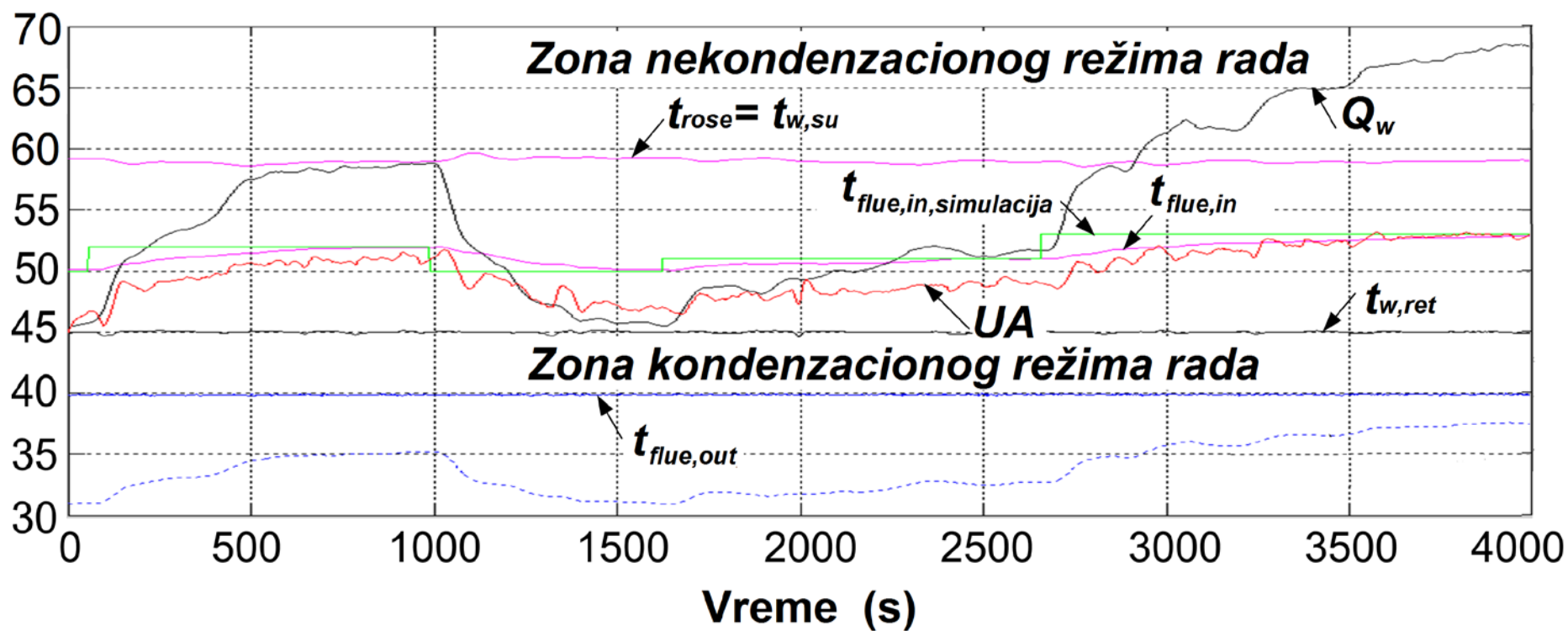


Slika 7.20. Validacija modela kotla – promenljiva ulazna temperatura



Slika 7.21. Validacija modela kotla – konstantna ulazna temperatura

Na slici 7.22. prikazani su rezultati simulacionog modela sa konstantnom ulaznom temperaturom $t_{w,ret}$ (°C), i promenljivim zapreminskim protokom radnog fluida Q_w (l/h).

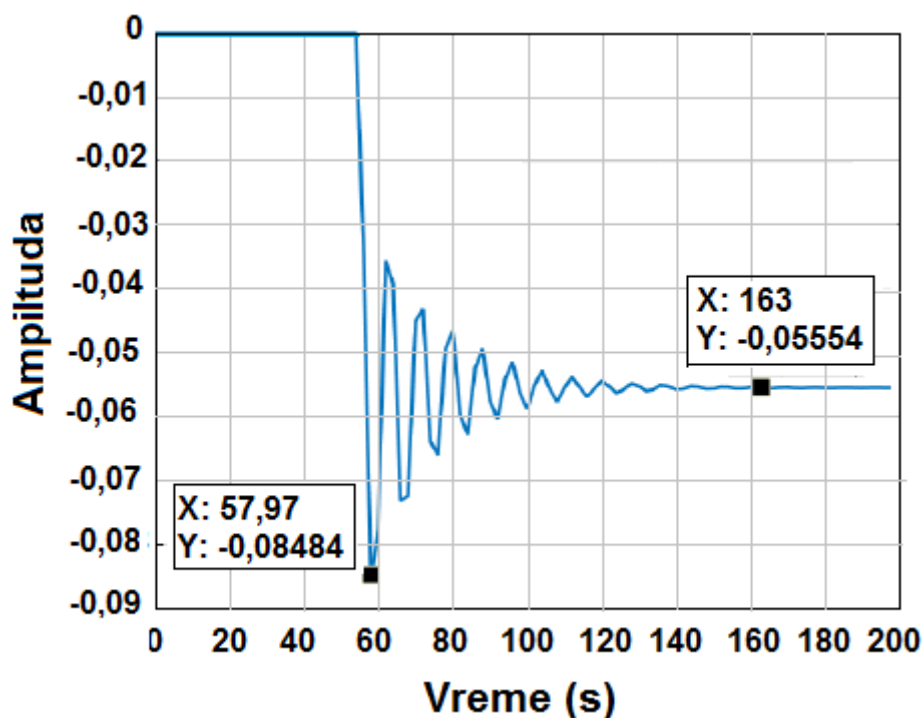


Slika 7.22. Kontrola izlazne temperature promenom protoka grejnog fluida

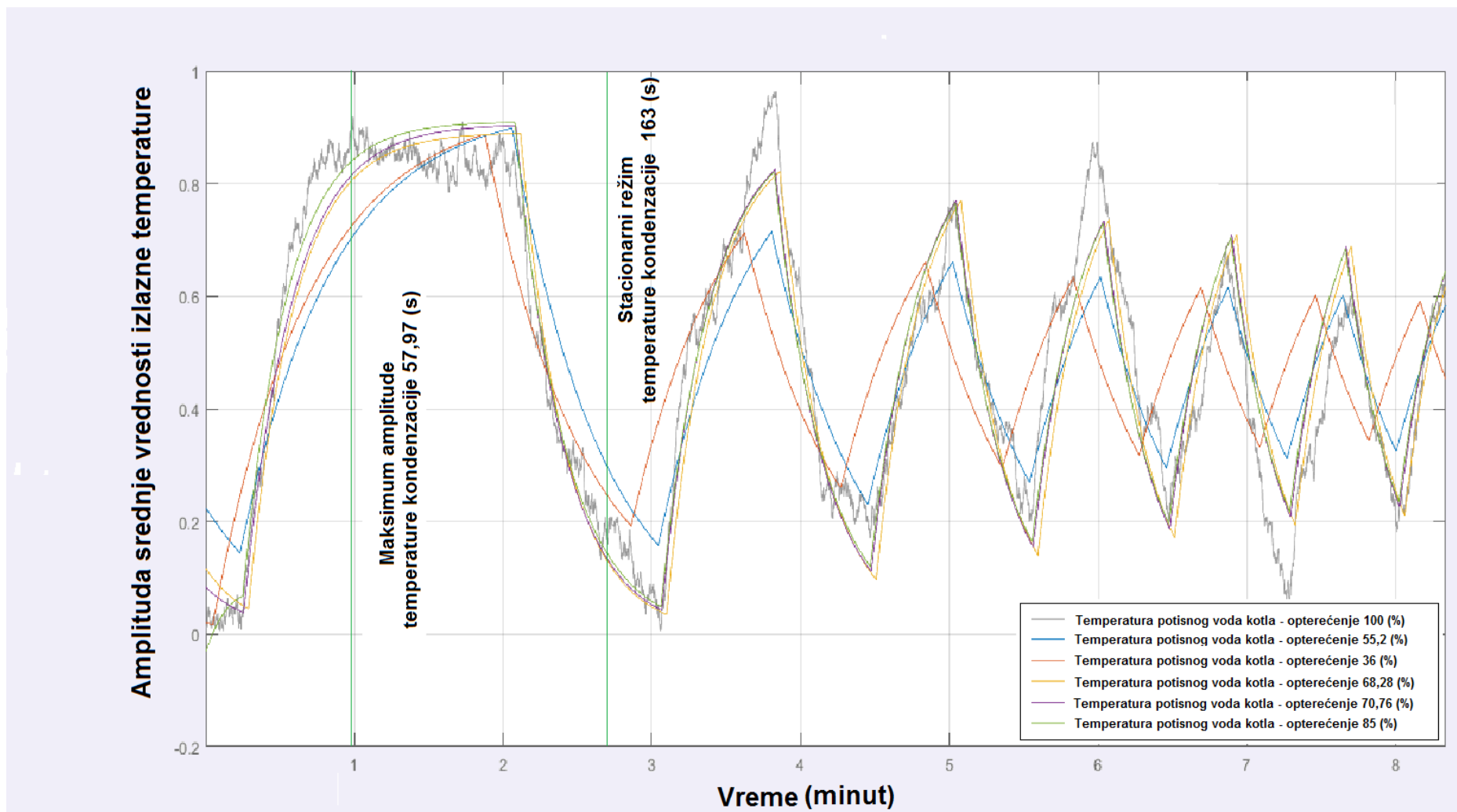
Na slici 7.22. prikazani su nekondenzacioni i kondenzacioni režim rada kondenzacionog razmenjivača toplote. Temperatura tačke rose t_{rose} (°C) predstavlja granicu između navednih režima rada. Temperature produkata sagorevanja na ulazu i izlazu iz kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{flue,in}$ i $t_{flue,out}$ (°C) i temperature povratnog voda kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,ret}$ (°C) su date u funkciji temperature na izlazu iz kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,su}$ (°C), koja se održava konstantnom i ima vrednost jednaku temperaturi rose, $t_{rose} = 57,2$ (°C). Pored temperature na slici 7.22 prikazane su i vrednosti ukupnog koeficijenta prenosa toplote $U \cdot A$ (J/K) i ostvarena toplota koja je prenet radnim fluidom Q_w (J).

Simulacioni model omogućava i ispitivanje amplitude varijacije temperature kondenzacije. Prema zadatim ulaznim podacima za temperature na ulazu u kondenzacioni razmenjivač: radnog medijuma $t_{w,su}$ (°C), i temperature produkata sagorevanja $t_{flue,in}$ (°C) i za vrednost $t_{rose} = 57,2$ (°C), izvršena je simulacija varijacije temperature kondenzacije.

Amplituda varijacije temperature kondenzacije t_{rose} (°C) (u zavisnosti od vremena je prikazana na slici 7.23. Maksimalna amplituda je u trenutku 57,97 (s) i iznosi -0,08484. Potpuna stabilizacija amplitude nastaje kada protekne vreme od 163 (s) i u tom trenutku amplituda iznosi -0,05554. Vreme potrebno za stabilizaciju amplitude varijacije temperature kondenzacije se može objasniti termičkom inercijom na početku rada kondenzacionog razmenjivača toplote. Nakon isteka vremena od 163 (s) kondenzacioni razmenjivač ulazi u stacionarno stanje i na njemu se mogu vršiti ispitivanja.

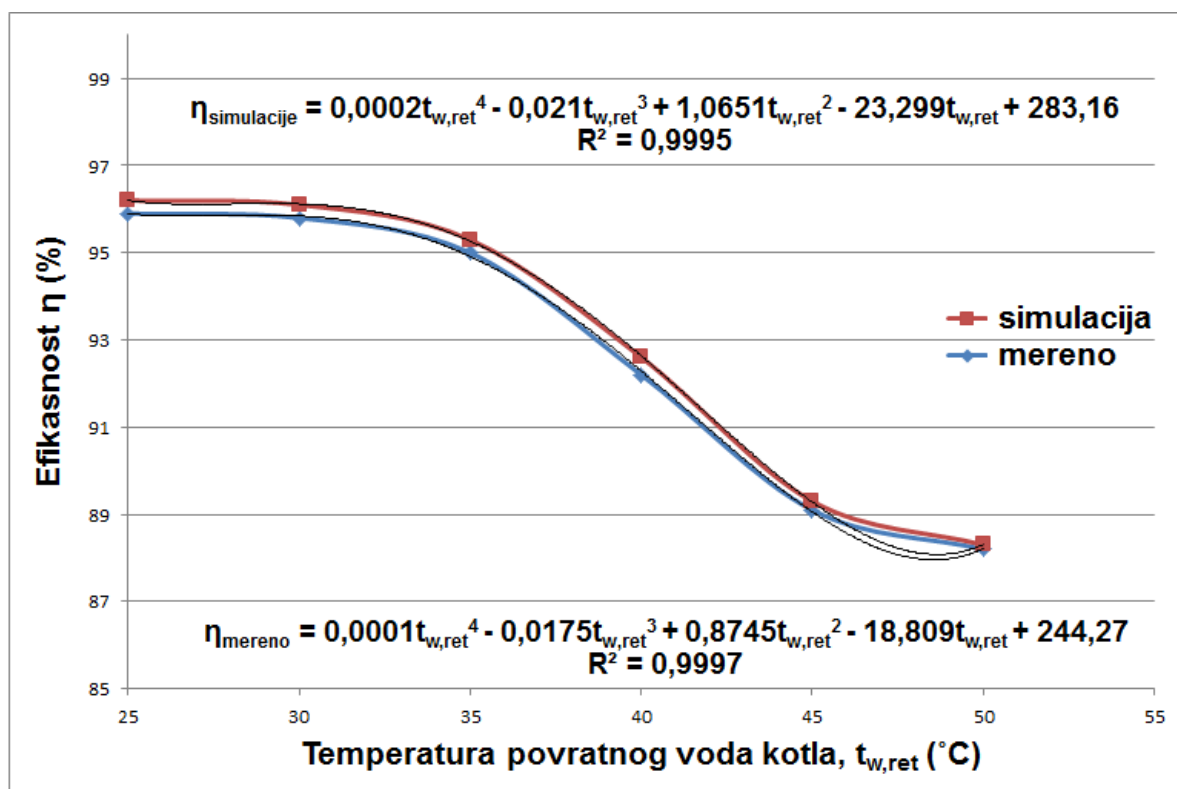


Slika 7.23. Amplituda varijacije temperature kondenzacije - simulacija



Slika 7.24. Simulacija komparacije amplituda srednjih vrednosti izlazne temperature u zavisnosti od stepena opterećenja kotla

Komparacija amplituda srednjih vrednosti izlaznih temperature kondenzacionog razmenjivača toplote u zavisnosti od stepena opterećenja prikazana je na slici 7.24. Razmatrane su amplitude srednjih vrednosti izlaznih temperature za opterećenja kondenzacionog razmenjivača toplote od 36; 55,2; 68,28; 70,76; 85 i 100 (%). Predstavljene amplitude varijacije izlazne temperature su upoređene sa amplitudom temperature kondenzacije u pogledu vremena maksimalne amplitude i ulaska u stacionarno stanje (podaci predstavljeni na slici 7.23). Ispitivanja na kondenzacionim razmenjivačima se mogu vršiti u periodu od 35 – 45 minuta od pokretanja kondenzacionog kotla, kako je to predstavljeno na slici 7.11. gde su predstavljeni uslovi za pokretanje kondenzacionog gasnog kotla (*engl. Start-up*), i ulazak kotla u stacionarno stanje gde je moguće vršiti termodinamička i termotehnička merenja. U simuliranom vremenskom period od 8 (minuta) varijacija izlazne temperature kondenzacionog razmenjivača nije postigla stacionarno stanje.



Slika 7.25. Komparacija rezultata merenja i simulacije zavisnosti stepena korisnog dejstva kotla od temperature povratnog voda kotla

Komparacija rezultata merenja i simulacije zavisnosti stepena korisnog dejstva kondenzacionog kotla η (%) u zavisnosti od temperature povratnog voda $t_{w,\text{ret}}$ (°C) predstavljena je na slici 7.25. Rezultati dobijeni eksperimentalnim istraživanjem se skoro u potpunosti poklapaju sa rezultatima simulacije (oblik krive zavisnosti je identičan), odstupanje koje se pojavljuje može biti posledica nesavršenosti merenja koje može iznositi i do 2 (%) u odnosu na merene veličine.

Zavisnosti efikasnosti kondenzacionih razmenjivača toplote, a time i kondenzacionih kotlova, η (%) dobijenih simulacijom i eksperimentalnim istraživanjem, sa koeficijentima determinacije $R^2=0,9995$ i $R^2=0,9997$, mogu se predstaviti izrazima:

$$\eta_{simulacija} = 0,00002t_{w,ret}^4 - 0,0021t_{w,ret}^3 + 1,065t_{w,ret}^2 - 23,299t_{w,ret} + 283,16 \quad (7.25)$$

$$\eta_{mereno} = 0,0001t_{w,ret}^4 - 0,0175t_{w,ret}^3 + 0,8745t_{w,ret}^2 - 18,809t_{w,ret} + 244,27 \quad (7.26)$$

Povoljan odnos merenih i simuliranih podataka u simulacionom modelu kondenzacionog razmenjivača toplote omogućava dalji razvoj modela dodavanjem drugih elemenata upravljanja i kontrole rada kondenzacionih kotlova. Dalji razvoj simulacionog modela nije predmet istraživanja ove disertacije.

7.6. Eksperimentalna istraživanja

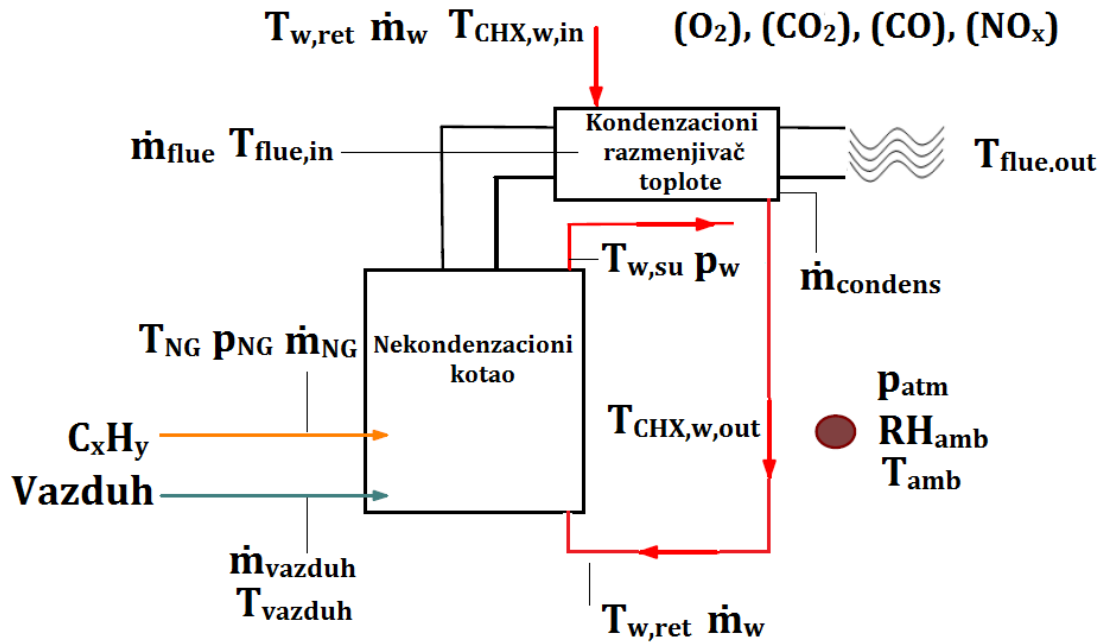
Ispitivanje gasnih kondenzacionih kotlova, ili kotlova kojima je naknadno omogućen rad u kondenzacionom režimu rada je sprovedeno u periodu od 2003 – 2016. godine. Ispitivanja su izvršena u laboratorijskim uslovima u sledećim laboratorijama:

1. laboratorija za tehnička ispitivanja Tehničkog fakulteta „Mihajlo Pupin“ u Zrenjaninu;
2. laboratorija za fiziku Tehničkog fakulteta „Mihajlo Pupin“ u Zrenjaninu;
3. laboratorija za gasnu tehniku Instituta „Mihajlo Pupin“ u Beogradu;
4. laboratorija za ispitivanje gasnih kotlova „Hermann“, Pjaćenca, Italija;
5. laboratorija za ispitivanje kotlova „Eurogroup corporation“ Padova, Italija i
6. pogonske laboratorije preduzeća „Mikoterm“ d.o.o. u Zrenjaninu.

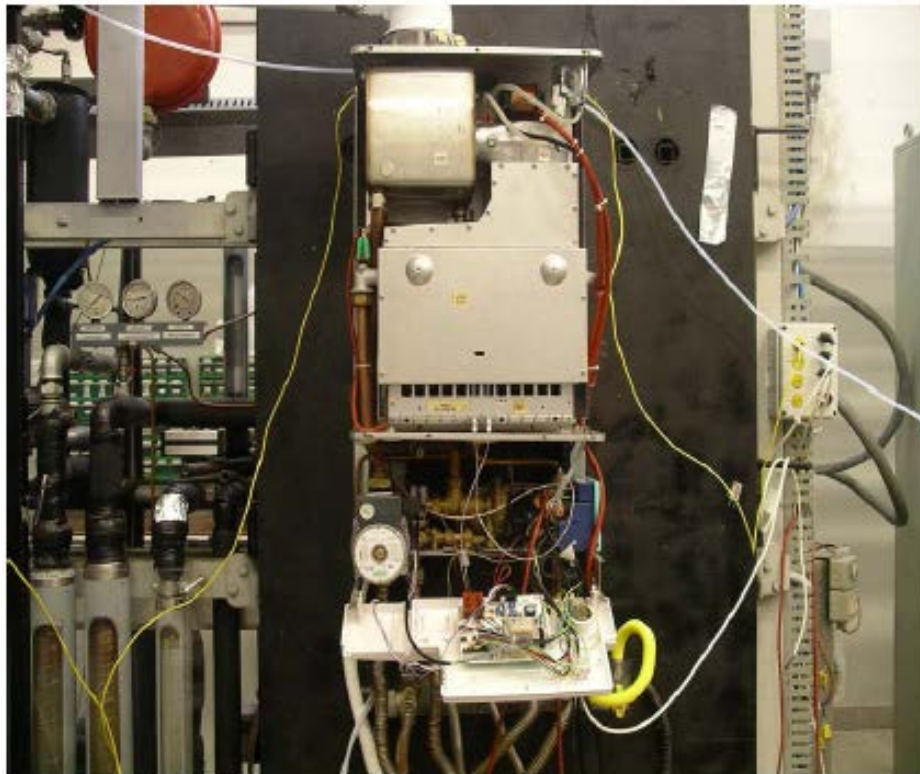
Ispitivanje u pogonskim – realnim, dinamičkim uslovima rada je sprovedeno na sledećim objektima:

1. gasna kotlarnica Specijalne bolnice „Rusanda“ u Melencima; i
2. više poslovnih i individualnih stambenih objekata u kojima su ugrađeni kondenzacioni i nekondenzacioni gasni kotlovi.

Ispitivanja su vršena na kondenzacionim gasnim kotlovima namenjenim za zagrevanje prostora u domaćinstvima i poslovnim objektima. Raspon termičkih snaga ispitivanih kondenzacionih i nekondenzacionih kotlova na gas i lako lož ulje, različitim stepenima opterećenja kotlova, se kretao od $Q_{nom} = 15 - 5.500$ (kW). Pored kotlova koji su namenjeni za zagrevanje prostora i potrošne vode ispitivanja su vršena i na kotlovima u procesnoj industriji čija je proizvodnja toplote upotrebljena za različite namene u tehnološkim procesima (prehrambena industrija, industrija prerade kože, razni procesi sušenja i prerade materijala i sl.).



Slika 7.26. Blok šema ispitne rampe za nekondenzacione gasne kotlove sa naknadno ugrađenim kondenzacionim razmenjivačem toplote

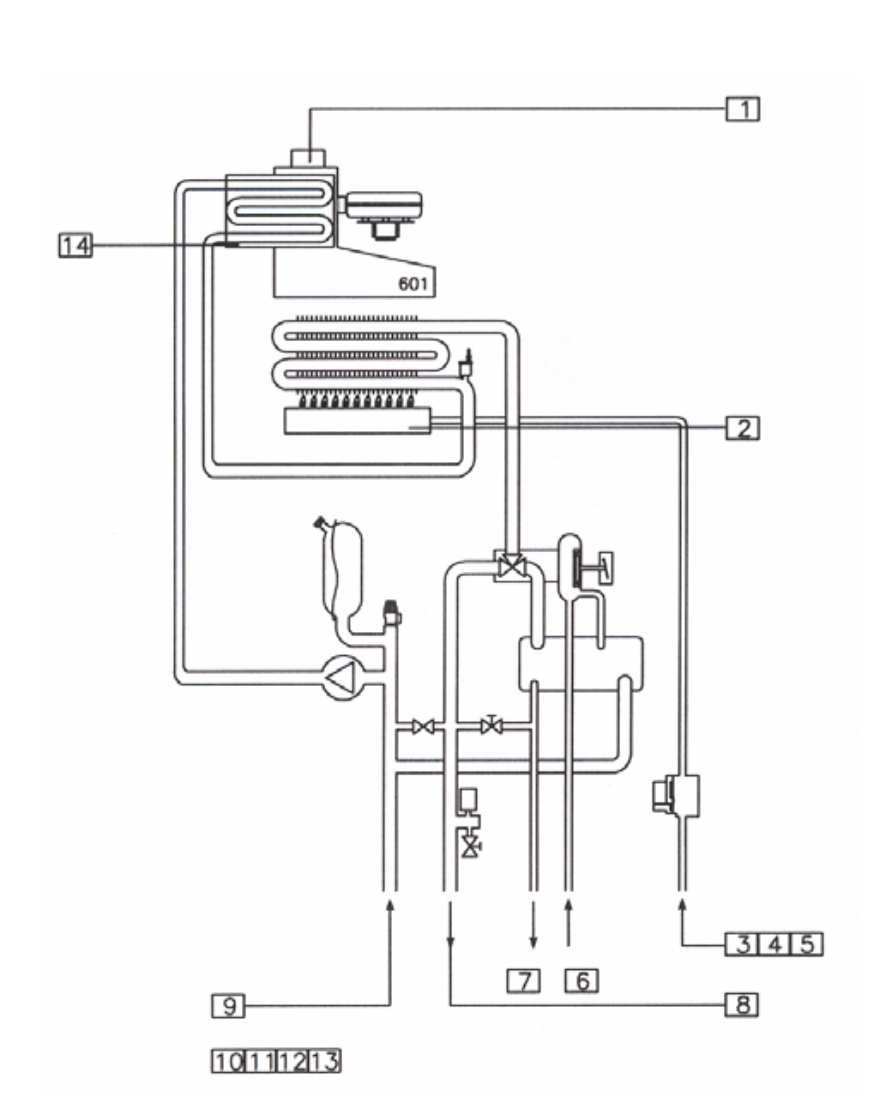


Slika 7.27. Ispitna rampa za kondenzacione gasne kotlove, "MICROPLAN" 50 kW

Za ispitivanje gasnih nekondenzacionih i kondenzacionih kotlova upotrebljena je merna oprema navedena u tabeli 7.4.

Tabela 7.4. Laboratorijski uređaji i oprema za ispitivanje gasnih kotlova

Redni broj	Naziv / opis mernog uređaja	Merna nesigurnost	Polje kalibracije
Instrumenti			
1.	Analizator produkata sagorevanja (CO) "SIEMENS"	12 (ppm)	10 – 200 (ppm)
2.	Analizator produkata sagorevanja (CO) "SIEMENS"	54 (ppm)	200 – 900 (ppm)
3.	Analizator produkata sagorevanja (CO ₂) "SIEMENS"	0,18 (%)	0,5 – 9 (%)
4.	Analizator produkata sagorevanja (NOx) "SIEMENS"	20 (ppm)	0 – 1.000 (ppm)
5.	Uređaj za monitoring temperature "MICROS"	0,1 (°C)	15 – 500 (°C)
6.	Diferencijalni manometer sa kolonom 78 (mbar)	0,5 (mbar)	0 – 78 (mbar)
7.	Hronometar	0,5 (s)	0 – 3.600 (s)
8.	Barometar	1 (mbar)	950 – 1.030 (mbar)
9.	Termohigrometar "TESTO" 605i	0,1 (%)	30 – 100 (%)
10.	Kalibracioni etalon 150 (mm)	0,03 (mm)	0 – 140 (mm)
11.	Merna traka	1 (mm)	0 – 3.000 (mm)
12.	Multimetar VIP SYSTEM	2 (V)	50 – 600 (V)
13.	Ispitna rampa za gasne kotlove "MICROPLAN" 50 kW	-	-
14.	Termoelement tip J 200 (°C)	2 (°C)	15 – 220 (°C)
15.	Termoelement tip J ambijent	1,5 (°C)	15 – 25 (°C)
Karakteristike gasa			
16.	Toplotna moć	1 (%)	-
17.	Gustina	0,5 (%)	
Kompozicija instrumenata			
18.	Toplotno opterećenje	0,35 (kW)	10 – 30 (kW)
19.	Toplotno opterećenje	0,55 (kW)	30 – 50 (kW)
20.	Analizator produkata sagorevanja gasa (CO%)	0,02 (%)	0 – 0,15 (%)
21.	Efikasnost gasnog kotla	1,8 (%)	0 – 98 (%)
Oprema			
22.	Sonde za analizator produkata sagorevanja Ø 60 i Ø 100 (mm) tip C		
23.	Varijator napona električne struje		
24.	Cilindar sa temperaturnom sondom ambijentalne temperature AMB.02		
25.	Merilo mase "TESTO" klase F1 i E2	0,5 – 1,0 (g)	0 – 20 (kg)



Slika 7.28. Raspored mernih mesta za kondenzacione gasne kotlove

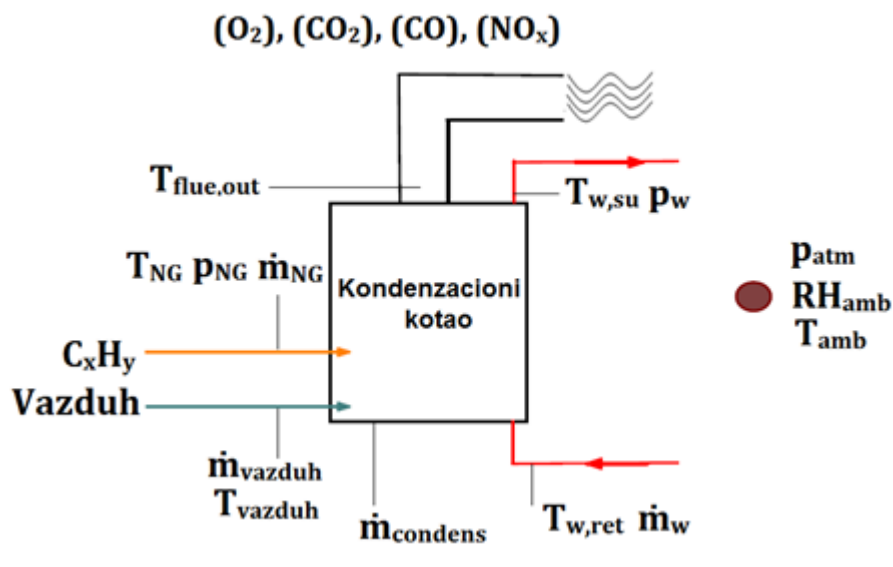
Sva merenja su obavljena profesionalnim mernim instrumentima i uređajima koje u svom svakodnevnom radu upotrebljavaju proizvođači gasnih kotlova, i akreditovane laboratorije za ispitivanje gasnih uređaja i opreme. Merna oprema je baždarena i kalibrisana u akreditovanim laboratorijama u Italiji, i Srbiji.

Merenja su vršena u laboratorijskim i realnim, dinamičkim uslovima rada. Prilikom utvrđivanja rezultata merenja upotrebljene su odredbe standarda:

1. EN 483:1999;
2. EN 483:1999/A2:2001;
3. EN 483:1999/prA3:2000;
4. EN 483:1999/prA4:2005 i
5. EN 677:1998.

Tabela 7.5. Merena mesta i merene veličine kod gasnih kondenzacionih kotlova

Merno mesto	Merena veličina	Jedinica mere
1	Zapreminski procenat O ₂	(%)
1	Zapreminski procenat CO ₂	(%)
1	Temperatura produkata sagorevanja	(°C)
1	Vrednost CO	(ppm)
1	Vrednost NO _x	(ppm)
1	Koeficijent viška vazduha	(-)
1	Stepen korisnosti sagorevanja	(%)
2	Pritisak gasa na gorioniku	(mbar)
3	Pritisak gasa ispred gasnog ventila	(mbar)
4	Protok gasa	(m ³ /h)
5	Temperatura gasa	(°C)
6	Temperatura hladne potrošne vode	(°C)
7	Temperatura TPV	(°C)
8	Temperatura povratnog voda kotla	(°C)
9	Temperatura potisnog voda kotla	(°C)
10	Temperatura ambijenta	(°C)
11	Barometarski pritisak	(mbar)
12	Relativna vlažnost vazduha	(%)
13	Vreme	(s)
14	Masa kondenzata	(kg)



Slika 7.29. Blok šema ispitne rampe za kondenzacione gasne kotlove

Tabela 7.6. Procedura ispitivanja kotlova

Redni broj	Opis postupka ispitivanja i merenja	Veličine koje se mere	Primedbe
1.	Vizuelni pregled kotla	-	-
2.	Provera osnovnih dimenzija kotla	Spoljne mere kotla, prečnici otvora za gas, vazduh i radni medijum	-
3.	Provera zaptivenosti	-	Prema standardu
4.	Uključivanje gorionika i postizanje stacionarnog režima, određivanje sastava produkata sagorevanja	Protok gasa, protok primarnog vazduha, pritisak gasa, pritisak vazduha, sastav i temperature produkata sagorevanja	Promena temperature produkata sagorevanja
5.	Određivanje krajnjih režima rada kotla (opseg stabilnog rada)	Protok radnog medijuma kroz kotao, protok gasa, protok primarnog vazduha, pritisak u komori sagorevanja, sastav gasovitih produkata sagorevanja	Postupak ponoviti više puta
6.	Određivanje protočnih i regulacionih karakteristika kotla, kontrola udela pojedinih komponenti u produktima sagorevanja (CO, NOx i sl.), kontrola temperature kotla	Protok radnog medijuma kroz kotao, protok gasa, protok, primarnog vazduha, pritisak u komori sagorevanja, sastav gasovitih produkata sagorevanja (uzorci), temperature površine gorionika i kotla, temperature produkata sagorevanja na izlazu iz komore sagorevanja	Održavati radni pritisak u komori sagorevanja a koeficijent viška vazduha u granicama dozvoljenih vrednosti (u zavisnosti od tipa kotla)
7.	Određivanje karakteristika plamena	Sastav gasovitih produkata sagorevanja duž dimovoda, protok gasa, protok vazduha, pritisak u komori sagorevanja	Održavati nominalni toplotni kapacitet kotla
8.	Određivanje sastava gasa	Uzorak gasa na kraju merenja	-
9.	Određivanje mase nastalog kondenzata	Masa nastalog kondenzata	Postupak ponoviti više puta

Na ispitnim rampama, u laboratorijskim uslovima ispitivanja, pločasti razmenjivači toplote su upotrebljeni kao potrošači toplote, jer se potrošna voda može zagrevati u neograničenim količinama. Navedena osobina ovih razmenjivača toplote obezbeđuje produženo vreme ispitivanja, ali i značajnu mogućnost promene masenog protoka grejanog fluida u cilju podešavanja parametara rada gasnog kondenzacionog kotla.

Parametri gasnih kotlova

Prvi korak u primeni simulacionih i eksperimentalnih modela za ispitivanje rada gasnih kondenzacionih kotlova je utvrđivanje nominalnih parametara. Za ostvarivanje

cilja implementacije modela na realan sistem neophodno je gasni kondenzacioni kotao ispitati u sledećim režimima rada:

1. suvi režim rada (bez prisustva kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja) i
2. vlažni režim rada (obavezna je kondenzacija vlažnih produkata sagorevanja).

Uslovi neophodni za dobijanje sprovođenje testa u vlažnom režimu rada su sledeći:

1. održavanje temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla u opsegu 30 – 60 (°C) i
2. zapreminski procenat kiseonika (O₂) u produktima sagorevanja mora da iznosi 6 (Vol - %).

Ispitivanje gasnih kondenzacionih kotlova u suvom režimu rada se obavljaju tako što se izvrši podešavanje temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla na temperaturni nivo od 60 (°C), tačka rose vodene pare u produktima sagorevanja iznosi 57,2 (°C) prema proračunskim vrednostima koje su dobijene na osnovu sastava prirodnog gasa.

Često sastav gasa značajno odstupa od propisanih vrednosti pa se stoga prilikom ispitivanja suvog režima rada, temperatura povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla obavezno postavlja na temperaturni nivo od 60 (°C).

Za kvalitetnije vrste gasa koje se upotrebljavaju u skandinavskim i zemljama Beneluksa temperatura tačke rose za vlažne produkte sagorevanja prirodnog gasa iznosi i 52 (°C), pa se prilikom sprovođenja testa suvog režima rada temperatura povratnog voda postavlja na nivo od 53 (°C).

Vrednosti parametara potrebnih za ispitivanje gasnih kotlova su navedene u tabeli 7.8.

Tabela 7.7. Parametri za ispitivanje gasnih kondenzacionih kotlova

Oznaka parametra	Jedinica	Orijentaciona vrednost
$\dot{m}_{g,N}$	(kg/s)	0,01264
$UA_{HX1,N}$	(W/K)	40,2
$\dot{m}_{a,N}$	(kg/s)	0,01163
$UA_{a,N}$	(W/K)	37,1
$\dot{m}_{w,N}$	(kg/s)	0,0276
$UA_{w,N}$	(W/K)	204,7

Podatak o nominalnoj vrednosti masenog protoka produkata sagorevanja dobija se kao zbir masenog protoka vazduha, i masenog protoka gasa potrebnog za sagorevanje. Maseni protok vlažnog vazduha i U·A koeficijent se mogu izračunati upotrebom jednačina:

$$U \cdot A_{HX1} = U \cdot A_{HX1,N} \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{g,N}} \right)^{0,67} \quad (7.27)$$

$$\dot{m}_g c_{g,hx2} = \dot{m}_{a,hx2} c_{a,hx2} \quad (7.28)$$

$$\dot{m}_{a,hx2} \omega_{a,in,hx2} = \dot{m}_{v,g} + \dot{m}_{air} \omega_{amb} \quad (7.29)$$

Maseni protok radnog fluida kroz kondenzacionih kotao je konstantan i iznosi 0,0276 (kg/s). Da bi se odredio nominalni koeficijent prenosa toplote, greška kod prenosa toplote se mora umanjiti. Postoji nekoliko rešenja za ovu vrstu problema, odabrano je takvo rešenje koje umanjuje grešku između izmerene i obračunate temperature produkata sagorevanja.

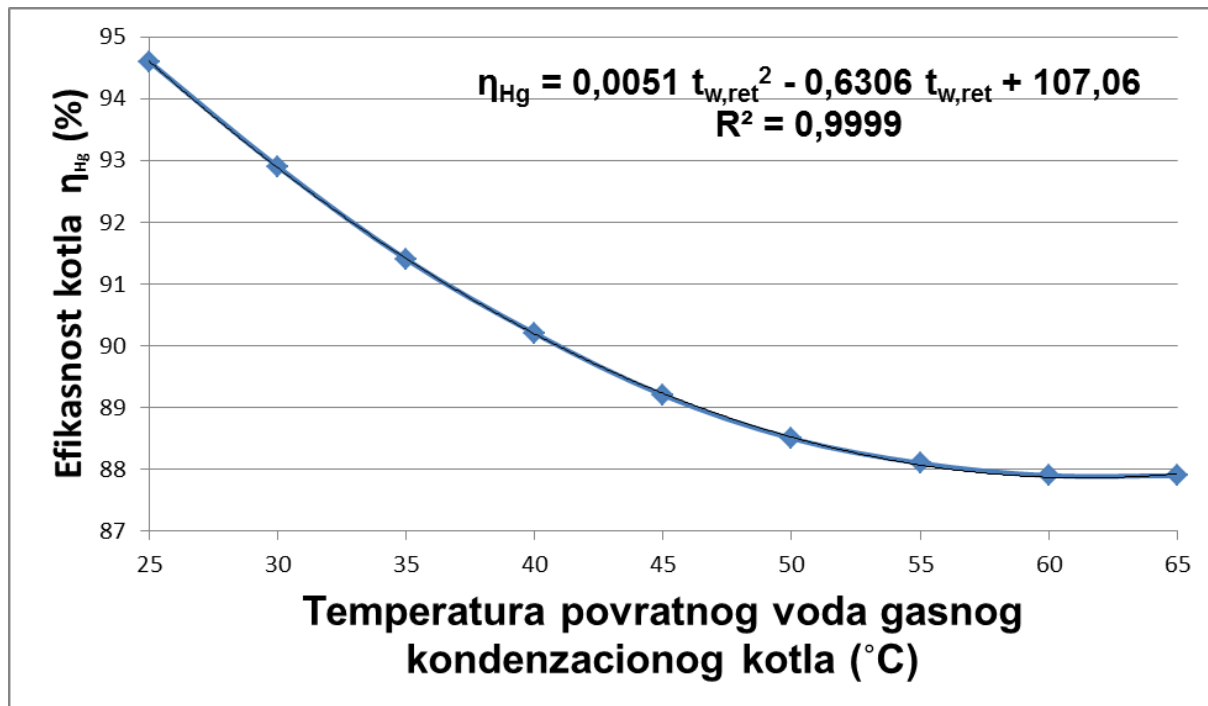
Broj promenljivih koji se mogu menjati u modelu kondenzacionog razmenjivača toplote nalazi se u opsegu od 1 – 10. Prilikom praktičnih ispitivanja broj promenljivih koji se ispituje ne prelazi 5. Dodavanjem novih promenljivih veličina znatno se komplikuje rad modela i tumačenje dobijenih rezultata.

Kada su parametri ispitivanja kondenzacionog kotla postavljeni, model se proverava promenom temperature povratnog voda kotla u granicama od 25 – 65 (°C), svi ostali ulazni parametri su konstantni. (postavljaju se vrednosti preporučene od strane proizvođača kotla, ili vrednosti dobijene pri nominalnom ispitivanju ulaznih parametara).

Rezultati ovog ispitivanja su predstavljeni na slici 7.30. Stepem korisnog dejstva kondenzacionog kotla raste obrnuto proporcionalno u odnosu na vrednost temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla. Postoji značajno povećanje efikasnosti kada se temperatura povratnog voda kotla smanji ispod temperature tačke rose vlažnih produkata sagorevanja.

Na slici 7.31. prikazan je stepen korisnog dejstva kondenzacionog gasnog kotla za različite stepene opterećenja gasnog kondenzacionog kotla. Stepem opterećenja je predstavljen potrošnjom prirodnog gasa. Efikasnost gasnog kondenzacionog kotla raste obrnuto proporcionalno rastu potrošnje prirodnog gasa.

Ovakav način ponašanja kondenzacionog gasnog kotla je i očekivan jer se maseni protok gasa i produkata sagorevanja smanjuje, tako da je rad kondenzacionog razmenjivača toplote efikasniji (smanjuje se brzina protoka produkata sagorevanja).



Slika 7.30. Zavisnost stepena efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla (posmatran u odnosu na H_g) i temperature povratnog voda kotla, sa maksimalnim opterećenjem kotla – 6 (%) O_2 u produktima sagorevanja

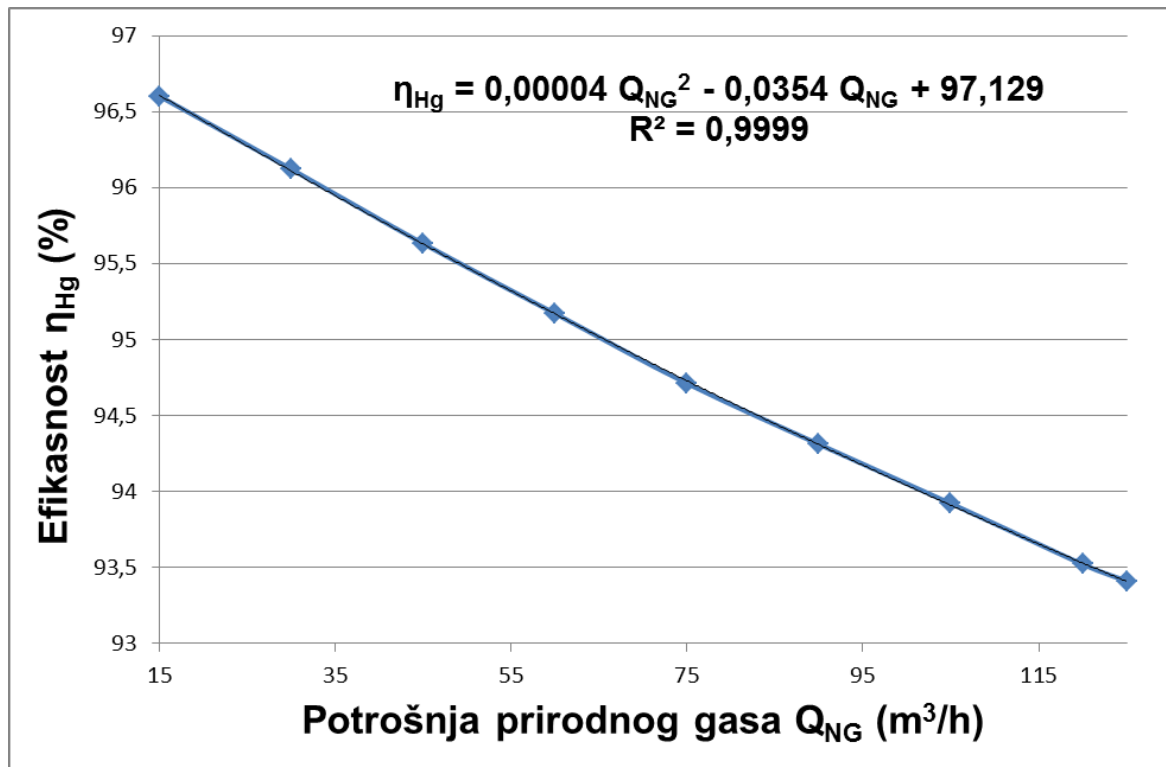
Efikasnost rada gasnih kondenzacionih kotlova u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), uz ograničenje zapreminskog procenta O_2 u produktima sagorevanja na nivou od 6 (%) u odnosu na gornju toplotnu moć H_g (kJ/Nm³), može se predstaviti izrazom:

$$\eta_{H_g} = 0,0051t_{w,ret}^2 - 0,6306t_{w,ret} + 107,06 \quad (7.30)$$

Efikasnost rada gasnog kondenzacionog kotla je određena za vrednosti temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla od 25 – 65 (°C), ii ma opštu meru jačine veze između ispitivanih parametara od $R^2=0,9999$.

Različite vrednosti zapreminskog (%) O_2 u produktima sagorevanja imaju značajan uticaj na ukupnu efikasnost rada kotla. Povećanje zapreminskog (%) O_2 ima negativan uticaj na efikasnost rada kondenzacionog kotla i sa porastom zapreminskog procenta O_2 efikasnost rada gasnog kondenzacionog kotla opada.

Uobičajeno je da se vrednosti procenta O_2 prilikom ispitivanja gasnih kondenzacionih kotlova održavaju u granicama 3 – 6 (%) O_2 .



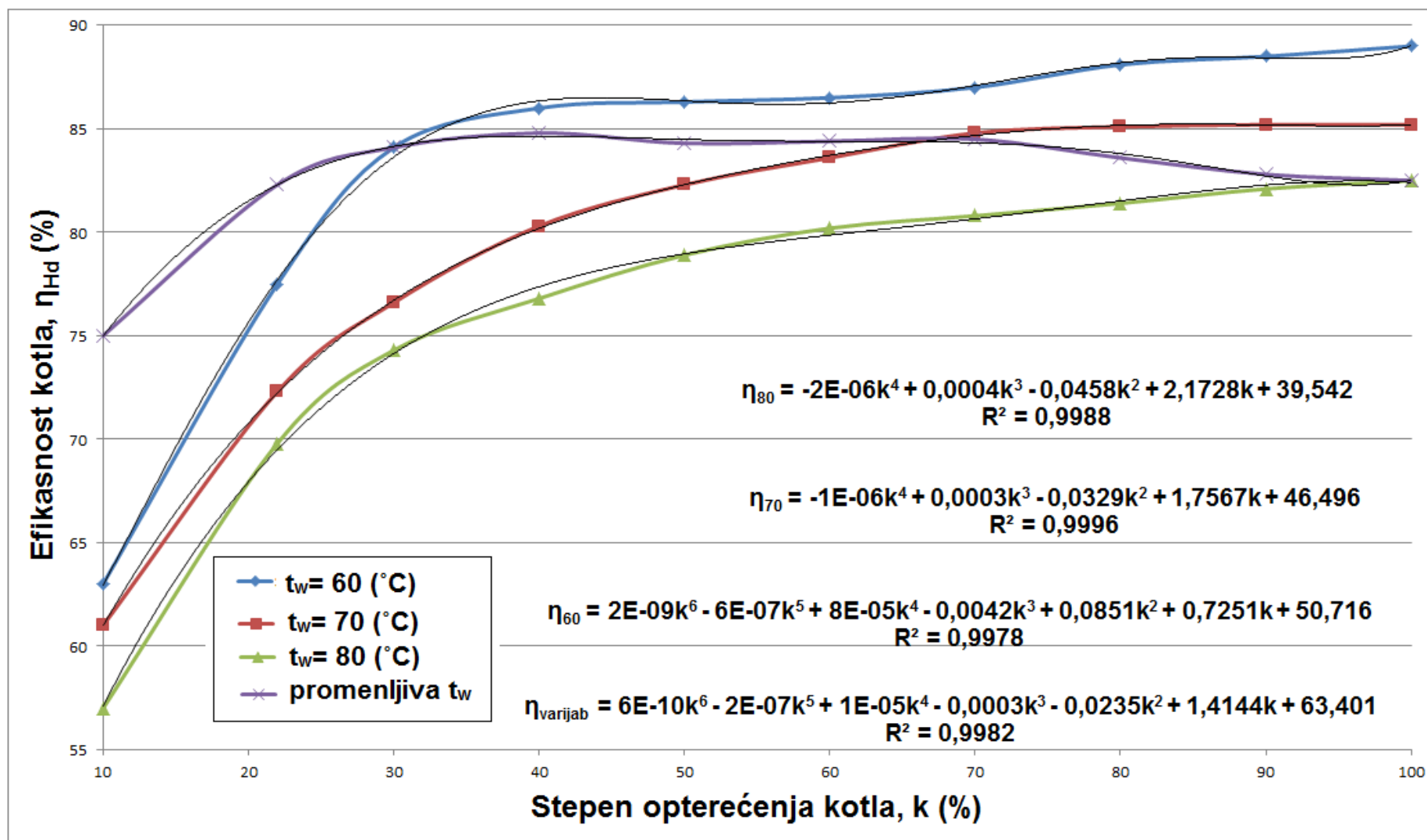
Slika 7.31. Zavisnost efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla (posmatran u odnosu na H_g) od stepena opterećenja kotla - 6 (%) O_2 u produktima sagorevanja

Potrošnja prirodnog gasa Q_{NG} (m³/h), predstavlja jednu od mogućnosti prikaza opterećenja gasnog kondenzacionog kotla. Uticajem na maseni protok prirodnog gasa kroz gasni kondenzacioni kotao direktno se utiče na stepen opterećenja gasnog kondenzacionog kotla. Stepem opterećenja gasnog kondenzacionog kotla k (%), u zavisnosti od raspona modulacije gasnog gorionika (1:40; 1:25; 1:20; 1:14; 1:10), može imati vrednosti u rasponu od 2,5 – 100 (%).

Moguće je vršiti i ispitivanja preopterećenja gasnih kondenzacionih kotlova, ali ovakva ispitivanja daju značajno slabije rezultate u pogledu efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla, jer kondenzacioni razmenjivač radi u suvom režimu rada, i kondenzacija se pojavljuje veoma retko.

Ispitivanje uticaja potrošnje prirodnog gasa Q_{NG} (m³/h), na efikasnost rada kondenzacionog gasnog kotla, uz ograničenje vrednosti zapreminskog (%) O_2 na nivou od 6(%), sa koeficijentom determinacije od $R^2 = 0,9999$ može se predstaviti kvadratnom jednačinom:

$$\eta_{H_g} = 0,00004Q_{NG}^2 - 0,0354Q_{NG} + 97,129 \quad Q_{NG} \text{ (m}^3\text{/h)} \quad (7.31)$$



Slika 7.32. Eksperimentalno utvrđena efikasnost rada gasnog kondenzacionog kotla

Eksperimentalno utvrđivanje efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla η_{Hd} (%) u zavisnosti od stepena opterećenja gasnog kondenzacionog kotla k (%), i srednje temperature radnog medijuma gasnog kondenzacionog kotla t_w (°C) moguće je predstaviti izrazima, koji imaju izraženu meru jačine veza između podataka od $R^2=0,9978 - 0,9996$:

$$\eta_{H_g}(60) = -2E - 06k^4 + 0,0004k^3 - 0,0458k^2 + 2,1728k + 39,542 \quad (7.32)$$

$$\eta_{H_g}(70) = -1E - 06k^4 + 0,0003k^3 - 0,0329k^2 + 1,7567k + 46,496 \quad (7.33)$$

$$\eta_{H_g}(80) = -2E - 09k^6 - 6E - 07k^5 + 8E - 05k^4 - 0,0042k^3 + 0,0851k^2 + 0,7251k + 50,716 \quad (7.34)$$

$$\eta_{H_g}(\text{varijab}) = 6E - 10k^6 - 2E - 07k^5 + 1E - 05k^4 - 0,0003k^3 + 0,0235k^2 + 1,4144k + 63,401 \quad (7.35)$$

Tabela 7.8. Određivanje efikasnosti prema standardu EN 92/42/CEE

Broj zvezda	Efikasnost	Temperaturni režim	Izraz za izračunavanje efikasnosti	Granica (%)
	Efikasnost za opterećenje Q_n	80/60 (°C)	$\eta = 84 + 2\log Pn$	86,92
☆				
	Efikasnost za opterećenje 30 (%) Q_n	50 (°C)	$\eta = 80 + 3\log Pn$	84,39
	Efikasnost za opterećenje Q_n	80/60 (°C)	$\eta = 87 + 2\log Pn$	89,92
☆☆				
	Efikasnost za opterećenje 30 (%) Q_n	50 (°C)	$\eta = 83 + 3\log Pn$	87,39
	Efikasnost za opterećenje Q_n	80/60 (°C)	$\eta = 90 + 2\log Pn$	92,92
☆☆☆				
	Efikasnost za opterećenje 30 (%) Q_n	50 (°C)	$\eta = 86 + 3\log Pn$	90,39
	Efikasnost za opterećenje Q_n	80/60 (°C)	$\eta = 93 + 2\log Pn$	95,92
☆☆☆☆				
	Efikasnost za opterećenje 30 (%) Q_n	50 (°C)	$\eta = 89 + 3\log Pn$	93,39

Prema odredbama standarda EN 92/42/CEE za određeni nivo efikasnosti dodeljuje se određeni broj zvezda. Veći broj zvezda znači i veću efikasnost rada kotla.

Za donju granicu efikasnosti za koju se dodeljuje jedna zvezda je 86,92 (%) u režimu rada 80/60 (°C) za opterećenje kondenzacionog gasnog kotla Q_n , odnosno 84,39 (%) u režimu rada 50 (°C) za opterećenje kondenzacionog gasnog kotla 30 (%) Q_n . Najveći broj od četiri zvezde imaju gasni kondenzacionih kotlovi kod kojih se efikasnost rada nalazi u granicama 95,92 (%) u režimu rada 80/60 (°C) za opterećenje kondenzacionog gasnog kotla Q_n , odnosno 93,39 (%) u režimu rada 50 (°C) za opterećenje kondenzacionog gasnog kotla 30 (%) Q_n .

7.7. Rekonstrukcija nekondenzacionog u kondenzacionih gasni kotao

Toplota oduzeta od produkata sagorevanja se može iskoristiti na više načina. U ispitivanom postrojenju toplota oduzeta od produkata sagorevanja se upotrebljava na dva načina:

1. zagrevanje potrošne vode i
2. zagrevanje vode iz povratnog voda sistema grejanja.

Ispitivanje je izvršeno na dva kotla LOOS UT – L18, sa gasnim gorionicima GL 9/1, kapaciteta 2,0 (MW), sa maksimalnom izlaznom temperaturom radnog medijuma od $t_{w,su} = 110$ (°C). Kotlovi su predviđeni za rad u paru (radni i rezervni kotao), upotrebljavaju se za zagrevanje prostora i potrošne vode. Zbog velike frekvencije upotrebe TPV, ulazna (hladna) potrošna voda se upotrebljava u kondenzacionom razmenjivaču toplote kada je god to moguće, radni režim kotla je 90/70 (°C). Temperatura povratnog voda je često niža od projektovane zbog udaljenosti zagrevanih objekata, i lošeg stanja poveznog cevovoda koji je izveden od čeličnih cevi položenih u LEBIT masu. Za proračune uzeta je temperatura, vazduha potrebnog za sagorevanje, od $t_{amb} = 20$ (°C). Koeficijent viška vazduha u procesu sagorevanja je podešen na vrednost $\lambda = 1,05$. Vrste goriva koja se upotrebljavaju u ispitivanom postrojenju su: prirodni gas, i lako lož ulje.

Rezultati rada sa lož uljem u kondenzacionom režimu rada nisu predmet istraživanja ove disertacije.

Za upotrebu u sistemima za zagrevanje potrošne vode neophodno je da kondenzacioni razmenjivač toplote bude izrađen od materijala PTFE, (polytetrafluoroethylen), ili od čeličnih cevi sa dodatkom hroma. Kondenzacioni razmenjivači toplote mogu se izraditi i od cevi koji su od ugljeničnog čelika. Kondenzacioni razmenjivač toplote je izrađen u šahovskom rasporedu sa poprečnim rastojanjem od $s_1 = 55$ (mm), uzdužnim rastojanjem $s_2 = 30$ (mm), spoljni prečnik cevi iznosi $d = 20$ (mm), a debljina zida cevi je $\delta = 3,0$ (mm), prema DIN EN 10210 i DIN EN 10220. Produkti sagorevanja se u kondenzacioni razmenjivač toplote uvode sa temperaturom od $t_{flue} = 180$ (°C), temperatura na ulazu hladne potrošne vode iznosi oko $t_{HPV} = 10$ (°C), željena temperatura na izlazu tople potrošne vode je $t_{TPV} = 60$ (°C), jer se topla potrošna voda upotrebljava sa recirkulacionim sistemom, pa je neophodno da temperatura na izlazu iz akumulacionih rezervoara TPV iznosi 60 (°C).

Toplotna jednačina za prenos konvektivne grejne površine:

$$Q_{prod,sag} = \frac{U \cdot A \cdot \Delta T}{Q_{NG}} \quad (7.36)$$

gde su elementi jednačine sledeći:

$Q_{prod,sag}$ – toplota oslobođena od strane grejne površine po 1 (m³) proračunate zapremine produkata sagorevanja, (kJ/Nm³);

U – koeficijent prenosa toplote, (W/m²K);

A – proračunska vrednost površine razmenjivača toplote, (m²);

ΔT – srednja temperaturna razlika, (K) i

Q_{NG} – potrošnja goriva, (m³/h) - za prirodni gas , (g/s) - za lož ulje.

Vrednost koeficijenta prenosa toplote se može izračunati prema izrazu:

$$U = \Psi \cdot U_0 = \Psi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\Psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (7.37)$$

gde je Ψ , faktor efektivnosti, jednak odnosu koeficijenta prenosa toplote U i koeficijenta prenosa toplote U_0 ,

$$\Psi = \frac{U}{U_0} \quad (7.38)$$

Uobičajeno je da se za vrednost koeficijenta Ψ , prema iskustvenim podacima, odabere vrednost od 0,9.

α_1 - koeficijent konventivnog prenosa toplote sa produkata sagorevanja, (W/m²K) i

α_2 - koeficijent konvektivnog prenosa toplote na ulaznu (rashladnu) vodu kondenzacionog razmenjivača toplote, (W/m²K).

Zbog odnosa koeficijenata prenosa toplote: α_1 i α_2 , gde α_2 ima veliku vrednost pa se zbog toga odnos α_1 / α_2 zanemaruje, tada se jednačina (7.37) može zapisati u obliku:

$$U = \Psi \alpha_1 \text{ (W/m}^2\text{K)} \quad (7.39)$$

Koeficijent prenosa toplote produkata sagorevanja kroz kondenzacioni razmenjivač toplote izrađen u šahovskom rasporedu cevi, uz upotrebu Rejnoldsovog , i Prandtlovog broja može se izračunati kao:

$$\alpha_1 = 0,358 C_s C_n \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,6} \text{Pr}^{0,33} \text{ (W/m}^2\text{K)} \quad (7.40)$$

gde koeficijente C_s , i C_n nazivamo korekcionim faktorima prostora, korekcionni faktori uzimaju u obzir broj redova cevi i smer doticanja produkata sagorevanja, respektivno. Uzimajući u obzir geometrijski raspored prilikom izrade kondenzacionog razmenjivača toplote sledi izraz:

$$\alpha_1 = 0,436 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d}{\gamma} \right)^{0,6} Pr^{0,33} \text{ (W/m}^2\text{K)} \quad (7.41)$$

brzina produkata sagorevanja kroz kondenzacioni razmenjivač toplote je izmerena eksperimentalno, i iznosi $w=2,5$ (m/s), ostali elementi izraza su:

Pr - Prandtlov broj, $Pr = 0,721$;

λ - termička provodnost, $\lambda = 1,01(2,4742 + 0,00703t - 1,50233E - 6 t^2)$;

γ - kinematski viskozitet, $\gamma = 0,975 (13,48881 + 0,09388t + 7,26224E - 5t^2)$ i

$T_{w,m}$ - srednja temperatura radnog fluida, (K).

U skladu prethodnim istraživanjima određuju se vrednosti koeficijenta prenosa toplote sa kondenzacijom, koji se može uvećati 1,5 – 2 puta u odnosu na koeficijent prenosa toplote bez kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, (Defu i dr., 2004). Osnovni pokazatelji rada kondenzacionog razmenjivača toplote su svakako vrednosti srednje temperaturne razlike na ulazu i izlazu produkata sagorevanja ΔT_{flue} (K), i na ulazu i izlazu radnog fluida kod kondenzacionog razmenjivača toplote ΔT_w (K). Posebno je važno naglasiti da postoji upravo srazmerna veza između vrednosti površine kondenzacionog razmenjivača toplote A (m²) i količine toplote koja je oduzeta putem kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja. Prilikom izrade kondenzacionog razmenjivača toplote neophodan podatak je masa materijala koja je potrebna da bi se izradio razmenjivač toplote. Masa razmenjivača toplote može se odrediti putem izraza:

$$G = \rho H (d_o^2 - d_i^2) / 4d_o \cdot 10^{-3} \quad (7.42)$$

gde su predstavljene sledeće veličine:

G - masa materijala, (kg);

ρ - gustina materijala, 7.850 (kg/m³), za čelik; i 2.200 (kg/m³), za PTFE;

d_o - spoljni prečnik cevi, (mm) i

d_i - unutrašnji prečnik cevi, (mm);

Tabela 7.9. Pregled dobijene toplote kondenzacijom Q_{kond} (kJ/Nm³)

	Izlazna temperatura produkata sagorevanja t_{flue} (°C)								
	20	25	30	35	40	50	60	100	140
Q_{kond} - Ttoplota kondenzacionog razmenjivača toplote (kJ/Nm³)	4.368	4.211	4.019	3.779	3.416	2.618	1.287	864	395
Površina kondenzacionog razmenjivača toplote A (m²)	103,4	87,1	74,2	64,2	53,7	30,7	12,8	6,4	2,6

7.7.1. Određivanje geometrijskih parametara razmenjivača toplote

U slučaju da se kondenzacioni razmenjivač toplote izrađuje od čelika legiranog hromom, neophodno je poštovati određene zahteve prilikom projektovanja kondenzacionog razmenjivača toplote. Odnos dimenzija mora biti: 1 (širina) x 1,2(visina) x 1,5 (dužina) (m), sa debljinom zida materijala od kog se izrađuje od $\delta = 3,0$ (mm).

Povećanje otpora odvođenju produkata sagorevanja kroz sistem za odvođenje produkata sagorevanja ugradnjom kondenzacionog razmenjivača toplote izražava se jednačinom:

$$\Delta h = \zeta \frac{\rho w^2}{2} \quad (7.43)$$

gde su:

ζ – koeficijent otpora;

ρ – gustina produkata sagorevanja, (kg/m³) i

Δh – otpor prolasku produkata sagorevanja kroz sistem za odvođenje produkata sagorevanja, (Pa).

Potrebna snaga ventilatora za odvođenje produkata sagorevanja se određuje primenom izraza:

$$N = \beta_1 (\beta_2 V_y) \left(\beta_3 \Delta h \frac{1,293}{\rho_y^0} \right) / (3,6 \cdot 10^6 \cdot \eta) \quad (7.44)$$

gde su:

V_y - protok produkata sagorevanja preko ventilatora, (m³/h);

ρ_y^0 – gustina produkata sagorevanja u standardnim uslovima, (kg/m³);

η – efikasnost ventilatora, obično se uzima vrednost od 0,6;

N – snaga elektromotora ventilatora za odvođenje produkata sagorevanja, (kW);

β_1 – faktor za snagu ventilatora, uobičajeno se usvaja vrednost od 1,05;

β_2 – faktor za protok kroz sistem za odvođenje produkata sagorevanja, uobičajeno se usvaja vrednost od 1,1 i

β_3 – faktor uticaja pritiska struje fluida na ventilator, uobičajeno se usvaja vrednost od 1,2.

Vrednost povećanja otpora protoka produkata sagorevanja za različite vrednosti izlazne temperature produkata sagorevanja su obrnuto proporcionalne. Uočava se da maksimalna vrednost otpora protoka produkata sagorevanja kroz sistem za odvođenje produkata sagorevanja od 180 (Pa) odgovara najmanjem kondenzacionom razmenjivaču toplote, pri tome snaga ventilatora iznosi 0,45 kW, što predstavlja beznačajan uticaj na kompletan sistem na kojem je vršeno ispitivanje.

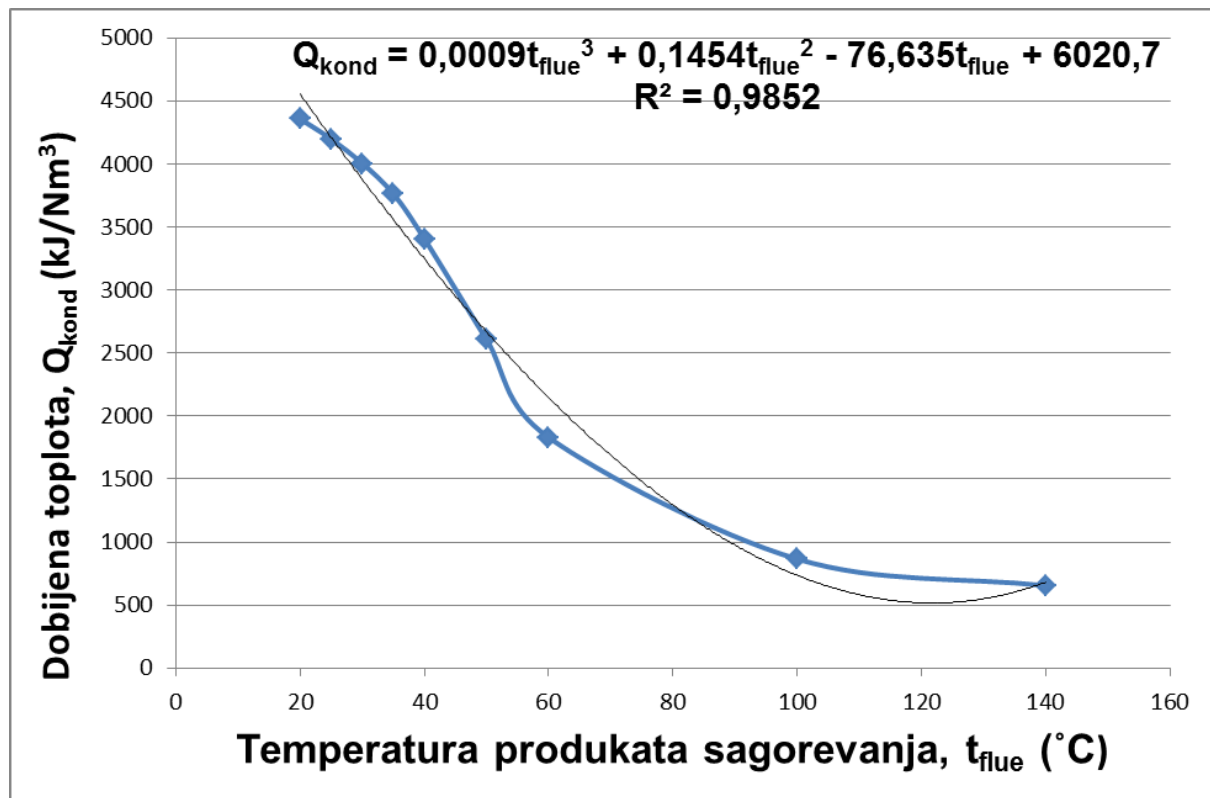
Tabela 7.10. Ušteta gasa

	Izlazna temperatura produkata sagorevanja t_{flue} (°C)								
	20	25	30	35	40	50	60	100	140
Ukupno dobijena toplota Q_{kond} (kJ/Nm ³)	4.356	4.196	4.003	3.762	3.404	2.605	1.287	855	383
Ušteta gasa Q_{NG} (Nm ³ /h)	39,91	38,38	36,61	34,45	31,13	23,82	11,71	7,77	3,52

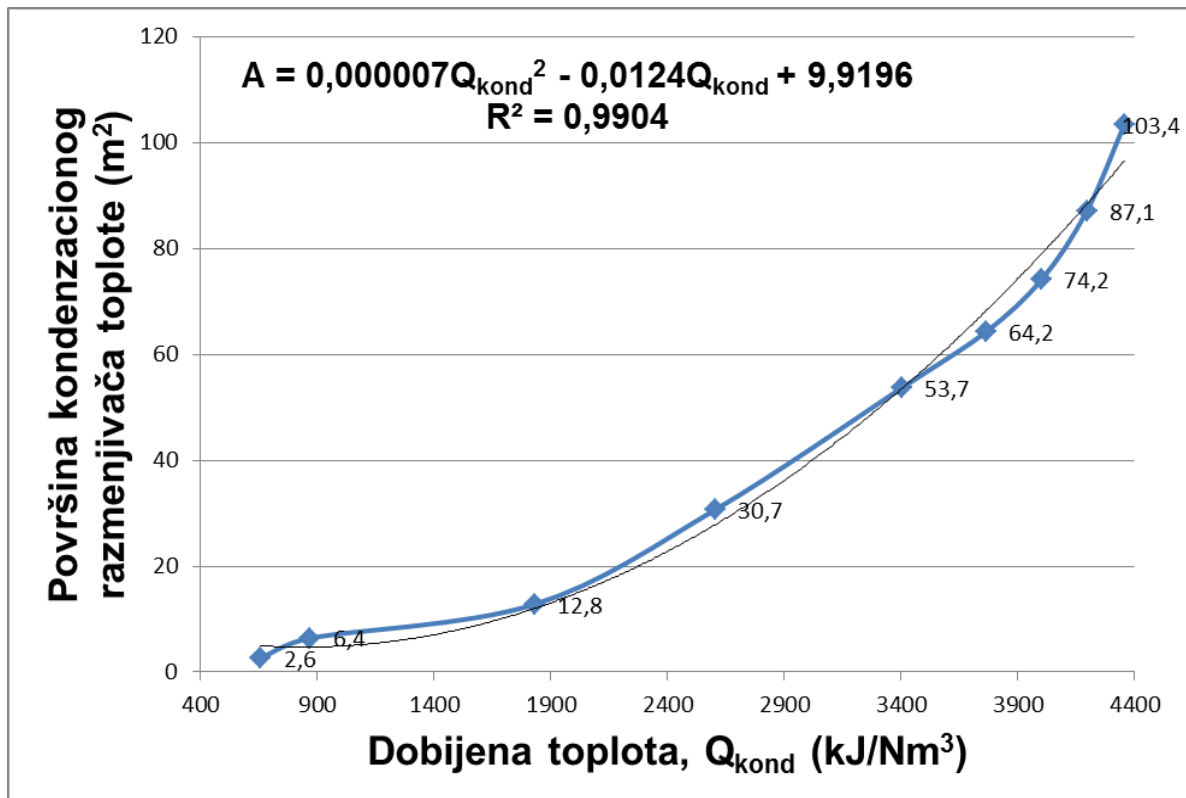
Napomena: Podatak o ceni prirodnog gasa preuzet je od strane distributera prirodnog gasa JKP „Gradska toplana“ – Zrenjanin, za kategoriju: Ostali kupci na pritisku od 6 (bar); 0,425 (€/Nm³).

Toplota kondenzacionog razmenjivača toplote Q_{kond} (kJ/Nm³) u zavisnosti od vrednosti izlazne temperature produkata sagorevanja t_{flue} (°C) se može izraziti putem kubne jednačine koja ima koeficijent determinacije $R^2=0,9852$:

$$Q_{kond} = 0,0009t_{flue}^3 + 0,1454t_{flue}^2 - 76,635t_{flue} + 6.020,7 \quad (7.45)$$



Slika 7.33. Zavisnost dobijene toplote od temperature produkata sagorevanja



Slika 7.34. Zavisnost površine razmenjivača toplote A (m²) od toplote kondenzacije Q_{kond} (kJ/Nm³)

Određivanje površine kondenzacionog razmenjivača toplote A (m²) u zavisnosti od dobijene toplote kondenzacije, sa merom jačine veze između zavisnih parametara od R²=0,9904, može se izvršiti upotrebom izraza:

$$A = 0,000007Q_{kond}^2 - 0,0124Q_{kond} + 9,9196 \quad (7.46)$$

Funkcija zavisnosti površine razmenjivača toplote A (m²) određena je između minimalne i maksimalne vrednosti površine razmenjivača toplote od 2,6 do 103,4 (m²),

7.7.2. Određivanje temperature povratnog voda kotla

Prethodni istraživači, Kwangkook (2008), Lavigne (2010) i Hazell (2011), su u svojim istraživanjima utvrdili da je za kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja preovlađujući kriterijum temperatura povratnog voda radnog medijuma sistema grejanja $t_{w,ret}$ (°C). Što je temperatura $t_{w,ret}$ (°C) niža, to su povoljniji uslovi za nastanak kondenzata iz vlažnih produkata sagorevanja. U novim zgradama koje su energetske efikasne, kondenzacioni kotlovi su uglavnom povezani na niskotemperaturne sisteme grejanja, podno grejanje, konvektorske jedinice, zidno grejanje, ili je radijatorsko grejanje dimenzionisano za rad u nižem temperaturnom režimu 80/60 ili čak 50/40 (°C). U starim zgradama ne postoji mogućnost ugradnje kondenzacionih kotlova, jer postoje ograničenja u pogonskom smislu, sistemi su uglavnom projektovani prema DIN

4701, radni režim 90/70 (°C), dok se danas koristi EN 12831-2004 sa čitavim spektrom radnih režima sistema centralnog grejanja.

Danas su u upotrebi razne metode regulacije rada sistema za centralno grejanje, među kojim se izdvaja konstantan protok radnog medijuma za centralno grejanje, sa variranjem temperature koja je potrebna da bi se dostigla željena ambijentalna temperatura u prostorijama koje se greju. Uopšteno, mogu se izvesti sledeći zaključci: ako spoljna temperatura t_{amb} (°C) raste, temperatura potisnog i povratnog voda sistema centralnog grejanja opada, ali temperatura potisnog voda sistema centralnog grejanja $t_{w,su}$ (°C), mnogo brže opada nego temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja $t_{w,ret}$ (°C), zbog toplotne inercije gasnog kondenzacionog kotla i sistema centralnog grejanja. Poznate su korelacije za izračunavanje pomenutih temperatura:

$$t_{w,su} = t_{pro} + \Delta t_{srg} \bar{Q}^\beta + \Delta t_j \quad (7.47)$$

$$t_{w,ret} = t_{pro} + \Delta t_{srg} \bar{Q}^\beta - \Delta t_j \bar{Q} = t_{w,su} - 2\Delta t_j \bar{Q} \quad (7.48)$$

gde su:

$t_{w,su}$ –aktuelna temperatura potisnog voda sistema centralnog grejanja, (°C);

$t_{w,ret}$ –aktuelna temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja, (°C);

$t_{w,su}'$ –standard. projektna temperatura potisnog voda sistema centralnog grejanja, (°C);

$t_{w,ret}'$ –standar. projektna temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja, (°C);

t_{pro} – unutrašnja projektna temperatura sistema centralnog grejanja – izabrana prema nameni prostorije, (°C) i

$\Delta t_{srg}'$ - srednja projektna temperaturna razlika radijatorskog sistema grejanja, (°C);

$$\Delta t_{srg}' = \frac{t_{w,su}' + t_{w,ret}' - 2t_{proj}}{2} \quad (7.49)$$

$\Delta t_j'$ - projektna temperaturna razlika potisnog i povrtanog voda sistema centralnog grejanja, (°C);

$$\Delta t_j' = \frac{t_{w,su}' - t_{w,ret}'}{2} \quad (7.50)$$

Q – relativna toplota, (J);

$$\bar{Q} = \frac{t_{proj} - t_{sd}}{t_{proj} - t_{sd}'} \quad (7.51)$$

t_{sd} – srednja dnevna temperatura u grejnoj sezoni, (°C);

$t_{sd'}$ – spoljna projektna temperatura (za Zrenjanin iznosi – 14,8 (°C)), (°C) i

β – indeks refleksije toplotnog prenosa radijatora, može se izračunati kao:

$$\beta = \frac{1}{1 + B'} \quad (7.52)$$

za savremene radijatore upotrebljava se vrednost od: $B' = 0,35$.

Navedene korelacije su rezultat eksperimentalnih istraživanja i predstavljaju iskustveni podatak za oblast Autonomne pokrajine Vojvodine u Republici Srbiji.

$$t_{w,su} = 20 + 50 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right)^{0,74} + 10 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right) \quad (7.53)$$

$$t_{w,ret} = 20 + 50 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right)^{0,74} - 10 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right) \quad (7.54)$$

U skladu sa meteorološkim podacima, zamenom vrednosti u jednačine (7.53) i (7.54) za vrednosti srednjih mesečnih temperatura za vreme grejnih sezona za Zrenjanin u periodu od 2009/2010 – 2015/2016. godine, dobijene su vrednosti temperatura povratnog voda.

Vlažni produkti sagorevanja ne mogu biti kondenzovani ako je temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja koji radi u režimu 90/70 (°C) iznosi 70 (°C). Kako je temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja $t_{w,ret}$ (°C), niža od temperature tačke rose vlažnih produkata sagorevanja t_{rose} (°C), u većem delu grejne sezone, tada je moguće ostvariti mogućnost uštede kroz upotrebu latentne toplote vlažnih produkata sagorevanja. Srednja temperatura povratnog voda $t_{w,ret}$ (°C), data je u tabeli 7.12. i na slici 7.35.

Prema izvršenim proračunima za grejni sistem koji ima radni u režim 80/60 (°C), za povećane spoljne temperature ostvaruju se niži rezultati temperature povratne vode. Srednja sezonska temperatura povratnog voda sistema grejanja $t_{w,ret}$ (°C), za posmatrani period se kreće u intervalu od 33,4 – 62,3 (°C).

Za prirodni gas, (mešavina gasa iz domaćih bušotina i uvoznog ruskog gasa), koji je u upotrebi posmatranog kotlovskeg postrojenja eksperimentalno je utvrđena tačka rose vlažnih produkata sagorevanja i iznosi $t_{rose} = 57,2$ (°C).

Na slici 7.36. prikazana je zavisnost temperature povratnog voda $t_{w,ret}$ (°C) od vrednosti srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,mesečna}$ (°C). Određivanje temperature povratnog voda $t_{w,ret}$ (°C) u zavisnosti od srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,mesečna}$ (°C) je moguće izvršiti uz upotrebu izraza koji ima koeficijent determinacije $R^2=0,9161$:

$$t_{w,ret} = 0,0184t_{sred,mesečes}^2 - 1,1665t_{sred,mesečes} + 56,391 \quad (7.55)$$

Tabela 7.11. Temperatura povratnog voda sistema centralnog grejanja 80/60 (°C) za period grejnih sezona 2009/2010 – 2015/2016. godine

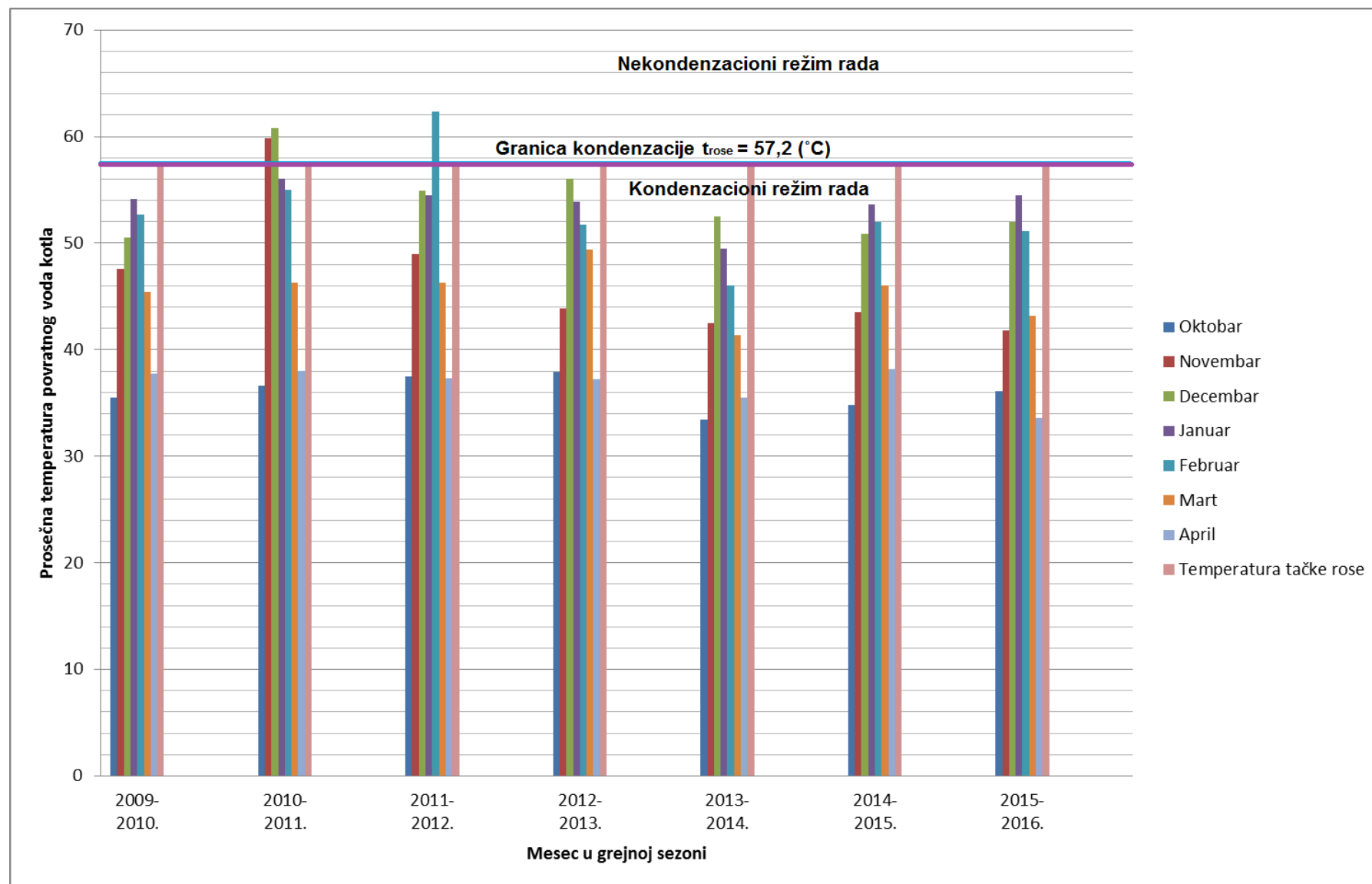
Grejna sezona	Temperatura (°C)	Oktoabar	Novembar	Decembar	Januar	Februar	Mart	April
2009-2010.	$t_{sred,mesečna}$	14,2	6,7	4,6	1,8	2,9	8,2	13,0
	$t_{w,ret}$	35,5	47,6	50,5	54,1	52,7	45,4	37,7
2010-2011.	$t_{sred,mesečna}$	13,6	-2,8	-3,7	0,3	1,1	7,6	12,8
	$t_{w,ret}$	36,6	59,8	60,8	56,0	55,0	46,3	38,0
2011-2012.	$t_{sred,mesečna}$	13,1	5,7	1,2	1,5	-5,0	7,6	13,2
	$t_{w,ret}$	37,5	49,0	54,9	54,5	62,3	46,3	37,3
2012-2013.	$t_{sred,mesečna}$	12,9	9,2	0,3	2,0	3,7	5,4	13,3
	$t_{w,ret}$	37,9	43,9	56,0	53,9	51,7	49,4	37,2
2013-2014.	$t_{sred,mesečna}$	15,3	10,1	3,1	5,3	7,8	10,8	13,5
	$t_{w,ret}$	33,4	42,5	52,5	49,5	46,0	41,4	35,5
2014-2015.	$t_{sred,mesečna}$	14,6	9,3	4,1	2,2	3,8	7,8	12,7
	$t_{w,ret}$	34,8	43,5	50,9	53,6	52,0	46,0	38,2
2015-2016.	$t_{sred,mesečna}$	13,8	10,4	3,8	1,6	4,2	9,2	15,4
	$t_{w,ret}$	36,1	41,8	52,0	54,5	51,1	43,2	33,6

U posmatranom periodu grejnih sezona 2009/2010 – 2015/2016, u intervalu oktobar – april, vrednosti srednjih mesečnih temperatura $t_{sred,mesečna}$, se nalaze u granicama od -5 do 15,3 (°C), dok se vrednosti temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ nalaze u opsegu od 33,4 – 62,3 (°C).

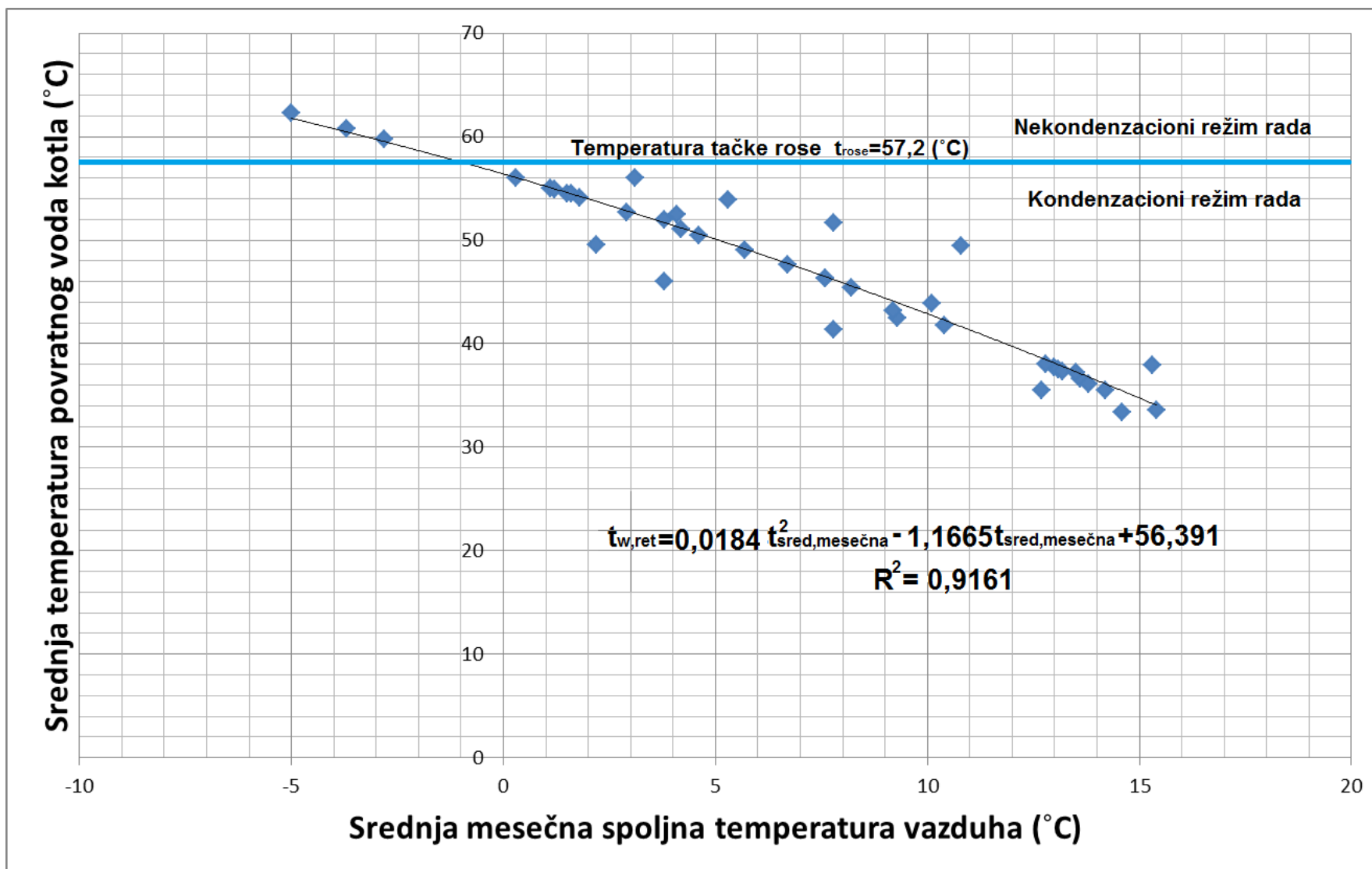
U toku grejne sezone 2010/2011. za mesece novembar i decembar uočavaju se vrednosti srednjih mesečnih temperatura $t_{sred,mesečno}$ od -2,8 odnosno -3,7(°C). Vrednosti odgovarajućih temperatura povratnog voda $t_{w,ret}$ gasnog kondenzacionog kotla su 59,8 i 60,8 (°C).

U toku grejne sezone 2011/2012. za mesec februar izdvaja se vrednost srednje mesečne temperature $t_{sred,mesečno} = -5$ (°C). Vrednosti odgovarajuće temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla je $t_{w,ret} = 62,3$ (°C).

Navedene temperature su iznad temperature $t_{rose} = 57,2$ (°C), pa se u tim periodima ostvaruje rad gasnog kotla bez kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, što utiče na smanjenje stepena efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla.



Slika 7.35. Prikaz zavisnosti srednje temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C), od srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,meseč}$ (°C)



Slika 7.36. Prikaz zavisnosti srednje temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C), od srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,meseč}$ (°C)

7.7.3. Energetska efikasnost kotla u sistemu grejanja i sistemu TPV

Upotreba kondenzacionih razmenjivača toplote u klimatskim regionima, sa umerenom klimom, može se brzo isplatiti, jer je temperatura povratne vode sistema centralnog grejanja u većem delu grejne sezone manja od temperature tačke rose vlažnih produkata sagorevanja, na taj način se mogu bolje iskoristiti latentna i osetna toplota.

Tabela 7.12. Rezultati merenja za rad kotlovskeg postrojenja u režimu grejanja

Temperatura povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C)	Oznaka Jedinica mere	Pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote	Posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote	Povećanje energetske efikasnosti $\Delta\eta$ (%)
38,1	η_{Hd} (%)	91,6	97,9	6,3
	t_{flue} (°C)	143	58	
	\dot{m}_{konden} (kg/h)	-	112	
41,6	η_{Hd} (%)	90,2	94,3	4,1
	t_{flue} (°C)	149	66	
	\dot{m}_{konden} (kg/h)	-	93	
47,4	η_{Hd} (%)	89,4	91,6	2,2
	t_{flue} (°C)	153	72	
	\dot{m}_{konden} (kg/h)	-	34	

Napomena: Merenja su izvršena u pogonskim uslovima bez mogućnosti uzorkovanja sastava gasa, za proračune su upotrebljeni podaci koje dostavlja distributer prirodnog gasa JP „Srbijagas“ Novi Sad korisniku kotlovskeg postrojenja.

Upotrebom hladne potrošne vode u sistemu hlađenja kondenzacionog razmenjivača toplote značajno se smanjuje period otplativosti investicije ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote jer je temperatura povratnog voda znatno niža i kreće se na ulazu od 7 – 12 (°C) - u zavisnosti da li je letnji ili zimski režim rada bunara koji napaja potrošnom vodom sistem za zagrevanje potrošne vode.

Ograničenje upotrebe sistema za zagrevanje potrošne vode je što su rezervoari ograničenog kapaciteta 30 (m³), pa se nakon zagrevanja ove količine vode prelazi na upotrebu vode iz povratnog voda sistema grejanja, što daje značajno manje rezultate u pogledu produkcije kondenzata kod kondenzacionih razmenjivača toplote.

Tabela 7.13. Rezultati merenja za rad kotlovskeg postrojenja u režimu zagrevanja TPV

Temperatura povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C)	Oznaka Jedinica mere	Pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote	Posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote	Povećanje energetske efikasnosti $\Delta\eta$ (%)
18,4	η_{Hd} (%)	90,3	99,7	9,4
	t_{flue} (°C)	148	29	
	\dot{m}_{konden} (kg/h)	-	170	
29,4	η_{Hd} (%)	89,7	96,1	6,4
	t_{flue} (°C)	156	38	
	\dot{m}_{konden} (kg/h)	-	142	
38,1	η_{Hd} (%)	89,1	93,6	4,5
	t_{flue} (°C)	156	47	
	\dot{m}_{konden} (kg/h)	-	106	

Napomena: Merenja su izvršena u pogonskim uslovima bez mogućnosti uzorkovanja sastava gasa, za proračune su upotrebljeni podaci koje dostavlja distributer prirodnog gasa JP „Srbijagas“ Novi Sad korisniku kotlovskeg postrojenja.

Ugradnja kondenzacionog razmenjivača toplote je izvršena naknadno u kotlovske postrojenje, kako je to predstavljeno na slici 7.26. Ostvareno povećanje energetske efikasnosti, u velikoj meri zavisi od režima rada kotlovskeg postrojenja, i temperaturnog novoa akumulacionih rezervoara za TPV. Ostvareno povećanje energetske efikasnosti za radni režim grejanja iznosi 2,2 – 6,3 (%), dok se u režimu pripreme TPV efikasnost povećava u intervalu 4,5 – 9,4 (%). Ostvareni rezultati povećanja energetske efikasnosti su postignuti samo variranjem temperature povratnog voda, bez uticaja na maseni protok radnog fluida u oba režima rada ($\dot{m}_w = const, \dot{m}_{flue} = const$).

Ostvarivanje procesa kondenzacije, i ukupna količina ostvarenog kondenzata prilikom ispitivanja predstavljena je u tabelama 7.13. i 7.14. U radnom režimu grejanja ostvarena količina kondenzata se kreće u granicama od oko 34 – 112 (kg/h), dok se u režimu pripreme TPV ostvarena količina kondenzata kretala u granicama od oko 106 – 170 (kg/h). Produkcija kondenzata je predstavljena na slikama 7.37. i 7.38.

Zavisnost produkcije kondenzata \dot{m}_{konden} (kg/h) u radnim režimima zagrevanja sistema centralnog grejanja i sistema za pripremu TPV se može predstaviti jednačinama:

- za sistem centralnog grejanja, sa merom jačine veze između podatakata $R^2=0,9991$:

$$\dot{m}_{konenz} = 0,0008t_{w,ret}^5 - 0,1615t_{w,ret}^4 + 13,294t_{w,ret}^3 - 546t_{w,ret}^2 + 11228t_{w,ret} - 92039 \quad (7.56)$$

- za sistem pripreme TPV, sa merom jačine veze između podatakata $R^2=0,9993$:

$$\dot{m}_{konenz} = 0,01418t_{w,ret}^3 - 1,1347t_{w,ret}^2 + 31,514t_{w,ret} - 99,084 \quad (7.57)$$

Uporedni prikaz zavisnosti produkcije kondenzata \dot{m}_{konenz} (kg/h) od temperature povratnog voda kondenzacionog gasnog kotla $t_{w,ret}$ (°C) za režim rada grejanje i za radni režim pripreme TPV dat je na slici 7.39.

Temperaturni profil kondenzacionog razmenjivača toplote predstavljen je na slici 7.40. Predstavljene su ulazna i izlazna temperature produkata sagorevanja $t_{flue,in}$ i $t_{flue,out}$ (°C) i temperature povratnog voda kondenzacionog gasnog kotla $t_{w,ret}$ (°C). Predstavljene su vrednosti temperatura u zavisnosti od specifičnog masenog protoka kondenzata \dot{m}_{konenz} (kg/h). Zavisnosti temperaturnog profila od specifičnog masenog protoka kondenzata \dot{m}_{konenz} (kg/h) mogu se predstaviti izrazima:

$$t_{flue,in} = 0,00006\dot{m}_{konenz}^2 - 0,0508\dot{m}_{konenz} + 154,08 \quad (7.58)$$

$$t_{flue,out} = 0,00007\dot{m}_{konenz}^2 - 0,1068\dot{m}_{konenz} + 74,853 \quad (7.59)$$

$$t_{w,ret} = -0,001\dot{m}_{konenz}^2 + 0,0243\dot{m}_{konenz} + 47,617 \quad (7.60)$$

Koeficijenti determinacije zavisnosti parametara u izrazima 7.58., 7.59. i 7.60. imaju vrednosti: $R^2=0,9744$; $R^2=0,9852$ i $R^2=0,9862$.

Povećanjem specifičnog masenog protoka kondenzata \dot{m}_{konenz} (kg/h) opadaju i vrednosti temperature navedenih u temperaturnom profilu kondenzacionog razmenjivača toplote.

Toplota koja se razmeni u kondenzacionom razmenjivaču toplote Q_{kond} (kJ/Nm³) je obrnuto srazmerna vrednostima odnosa specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-).

Za kondenzacionih razmenjivač toplote na kojem je izvršeno ispitivanje vrednosti odnosa specifičnih masenih protoka se nalaze u opsegu $\dot{m}_w/\dot{m}_{flue}= 0,65 - 6,58$ (-). Ostvarena toplota u kondenzacionom razmenjivaču $Q_{kond} = 4.368,00 - 395,00$ (kJ/Nm³), najveća ostvarena količina toplote je povezana sa najmanjom vrednošću odnosa $\dot{m}_w/\dot{m}_{flue}= 0,65$ (-). Funkcija zavisnosti prenosa toplote Q_{kond} (kJ/Nm³) od odnosa specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-), može se predstaviti izrazom:

$$Q_{kond} = 34,559(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^3 - 322,33(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^2 + 12,281(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue}) + 4484 \quad (7.61)$$

Zavisnost produkcije kondenzata, odnosno specifičnog masenog protoka kondenzata kroz kondenzacioni razmenjivač toplote $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/h) od odnosa specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-), predstavljena je na slici 7.42. Najveći specifični maseni protok kondenzata $\dot{m}_{kondenz} = 170$ (kg/h) se ostvaruje kada odnos specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-) ima minimalnu vrednost $\dot{m}_w/\dot{m}_{flue} = 0,65$.

jačina veze između ispitivanih parametara je $R^2=0,9995$, izraz koji predstavlja zavisnost ima oblik:

$$\dot{m}_{kondenz} = -1,5039(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^3 + 23,845(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^2 - 125,16(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue}) + 240,5 \quad (7.62)$$

Zapreminski protok prirodnog gasa Q_{NG} (Nm³/h) predstavlja jednu od važnijih ulaznih informacija u model gasnog kondenzacionog kotla. Preko informacije o zapreminskom protoku prirodnog gasa moguće je odrediti stepen opterećenja gasnog kondenzacionog kotla k (%). Efikasnost rada kondenzacionog kotla, koji upotrebljava prirodni gas kao gorivo, u velikoj meri zavisi od opterećenja kondenzacionog kotla koje se izražava u (%) u odnosu na $Q_{nominalno}$.

Vrednosti zapreminskog protoka prirodnog gasa Q_{NG} (Nm³/h) za postrojenje na kojem je izvršeno ispitivanje se nalaze u opsegu $Q_{NG} = 11,627 - 116,27$ (Nm³/h), zavisnost zapreminskog protoka prirodnog gasa Q_{NG} (Nm³/h) od odnosa specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-), može se predstaviti jednačinom, čiji je stepen determinacije $R^2=0,9976$:

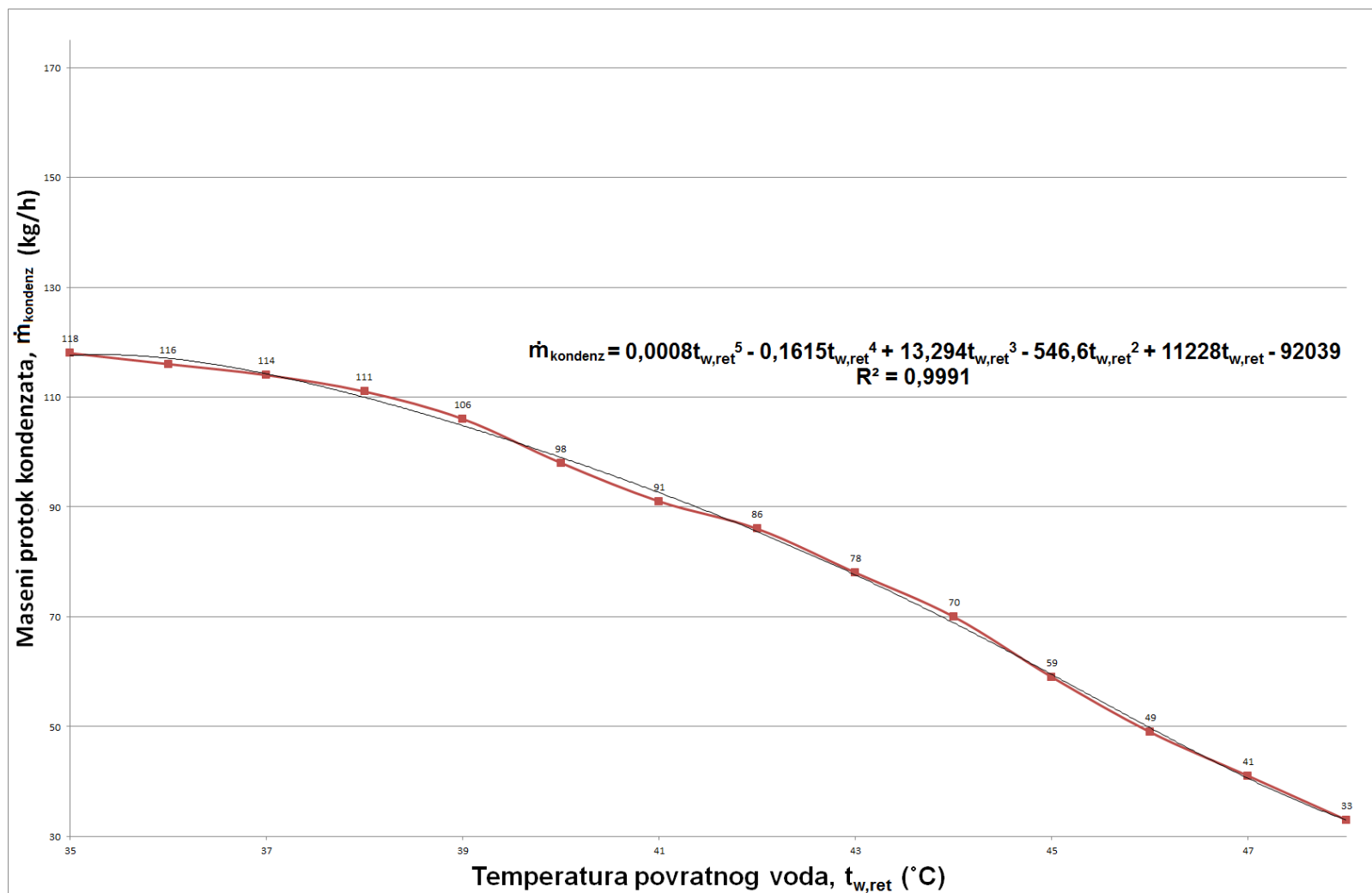
$$Q_{NG} = -0,9846(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^3 + 14,416(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^2 - 74,866(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue}) + 160,42 \quad (7.63)$$

Efikasnost gasnog kondenzacionog kotla η_{Hd} (%) u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), u režimu grejanja predstavljena je na slici 7.44. Predstavljene su krive efikasnosti za slučaj pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote i posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote. Polje koje se nalazi između dve krive predstavlja zonu kondenzacije. Pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote efikasnost η_{Hd} (%) se nalazila u opsegu $\eta_{Hd} = 89,4 - 91,6$ (%), nakon ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote, uz varijaciju temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret} = 38 - 48$ (°C), zabeležen je porast efikasnosti u granicama od $\eta_{Hd} = 91,6 - 97,9$ (%).

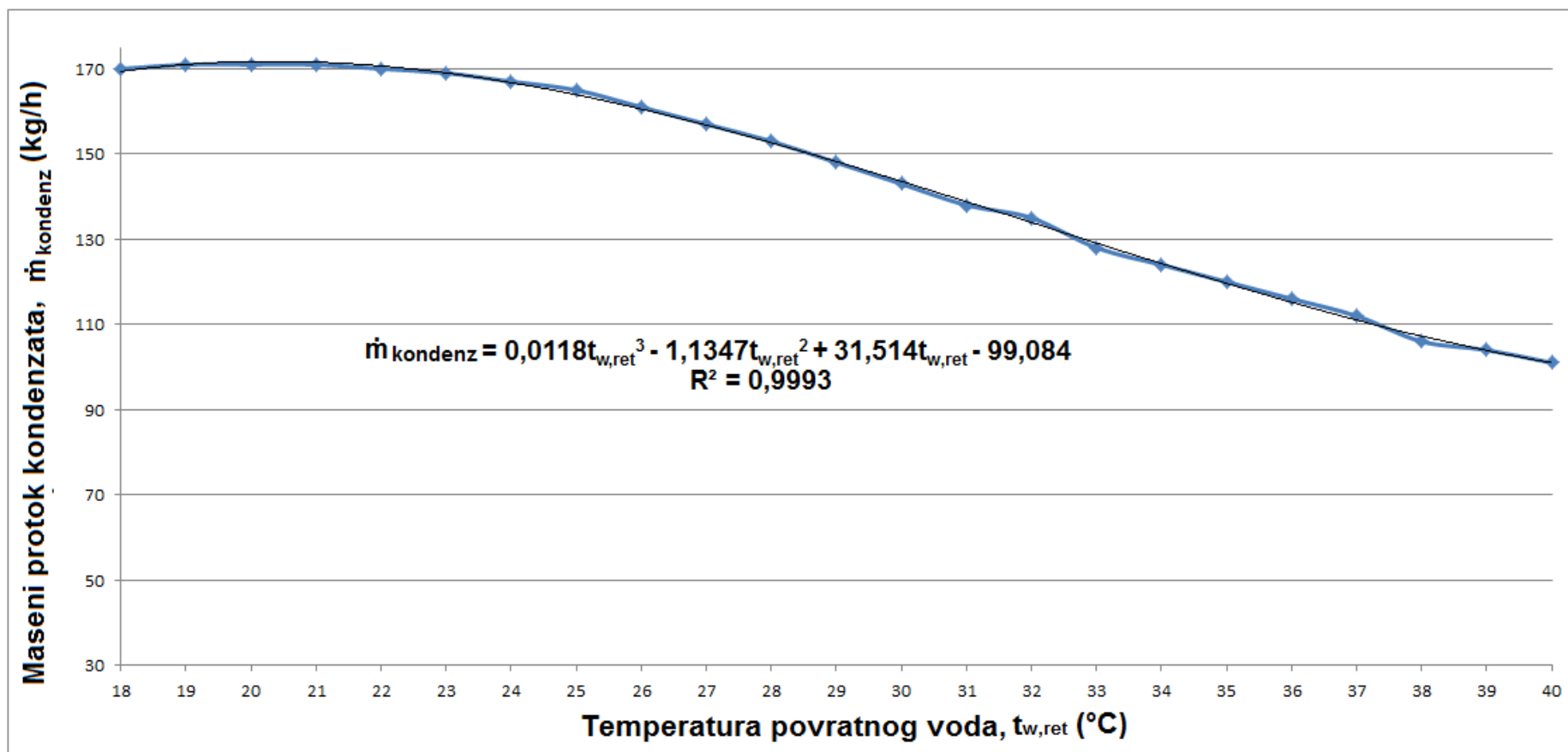
Matematička interpretacija zavisnosti efikasnosti rada kondenzacionog kotla η_{Hd} od vrednosti temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), pre i posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote ima sledeće oblike:

$$\eta_{Hd}(pre) = -0,001t_{w,ret}^4 + 0,1759t_{w,ret}^3 - 11,328t_{w,ret}^2 + 322,63t_{w,ret} - 3.335,7 \quad (7.64)$$

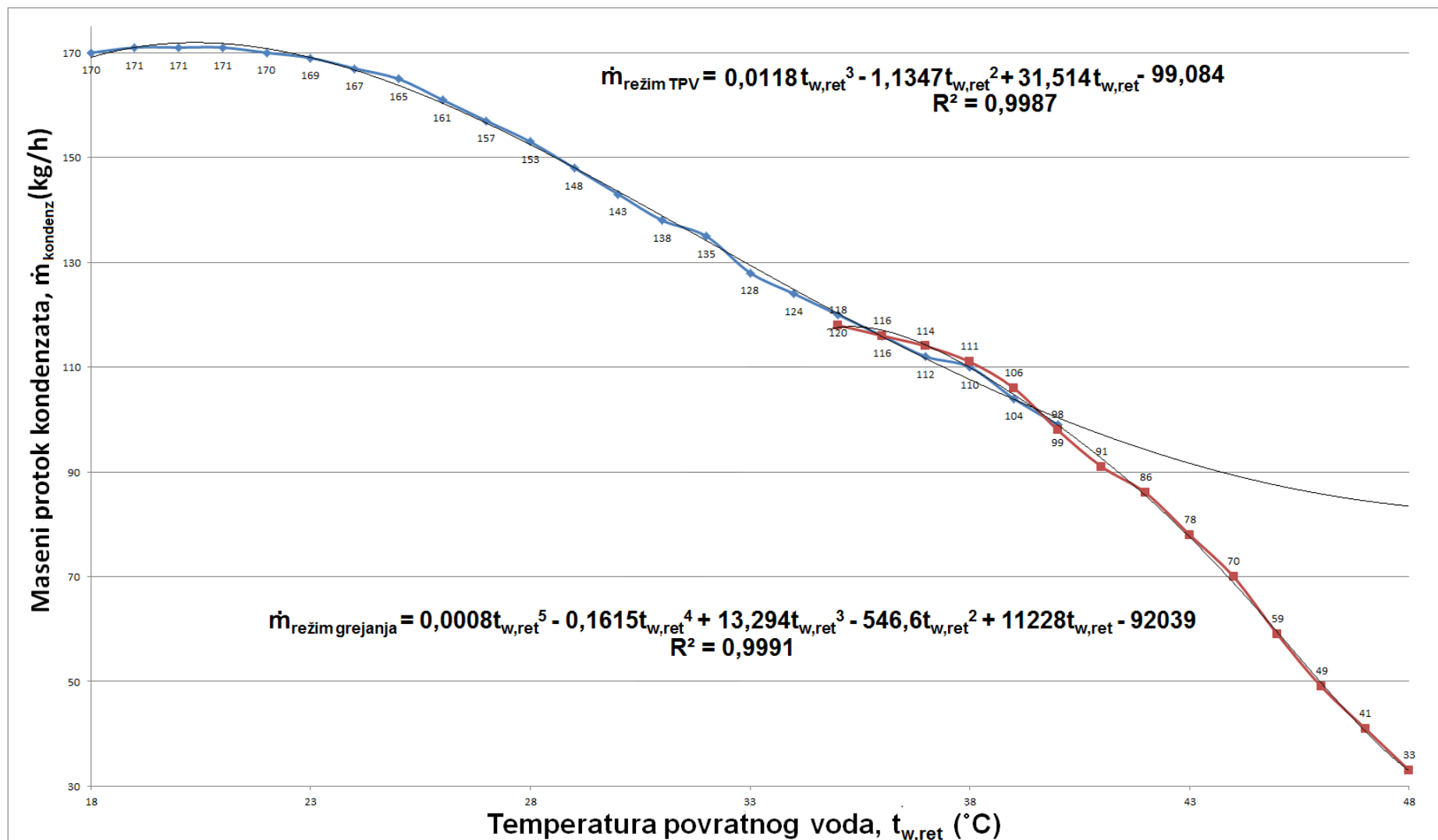
$$\eta_{Hd}(posle) = -0,002t_{w,ret}^4 + 0,351t_{w,ret}^3 - 22,87t_{w,ret}^2 + 658,5t_{w,ret} - 6.968 \quad (7.65)$$



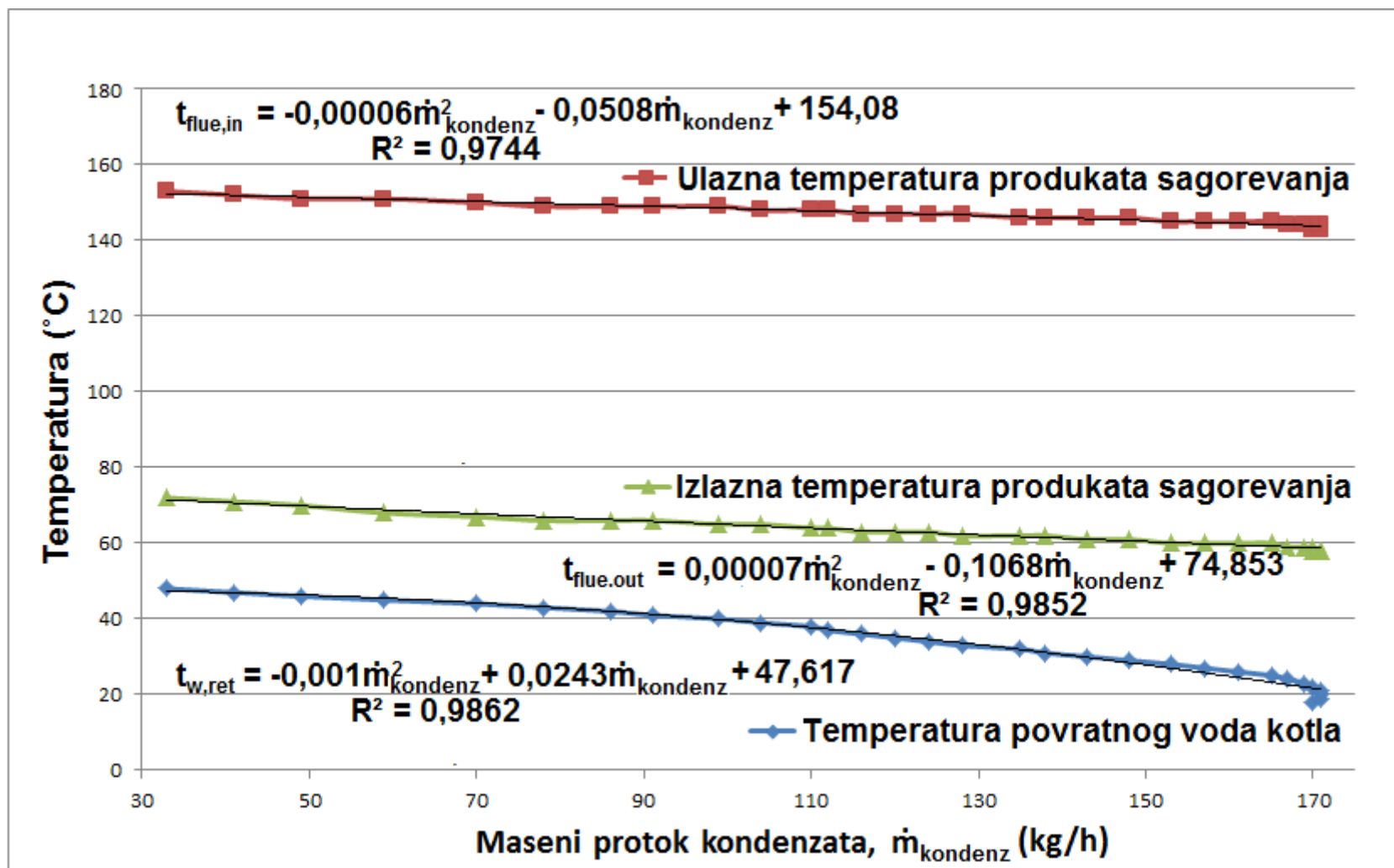
Slika 7.37. Zavisnost produkcije kondenzata od temperature povratnog voda – režim grejanja



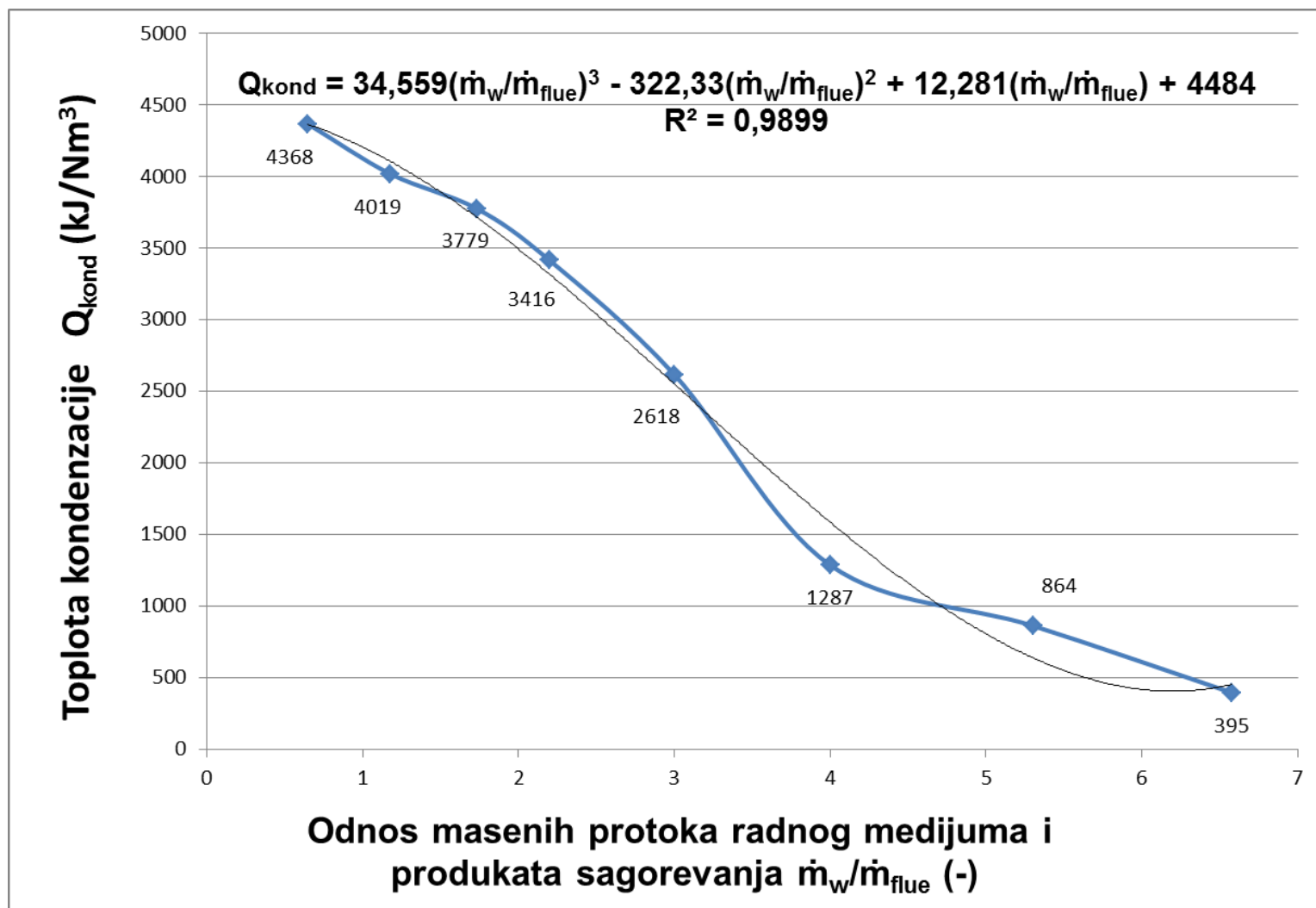
Slika 7.38. Zavisnost produkcije kondenzata od temperature povratnog voda – režim TPV



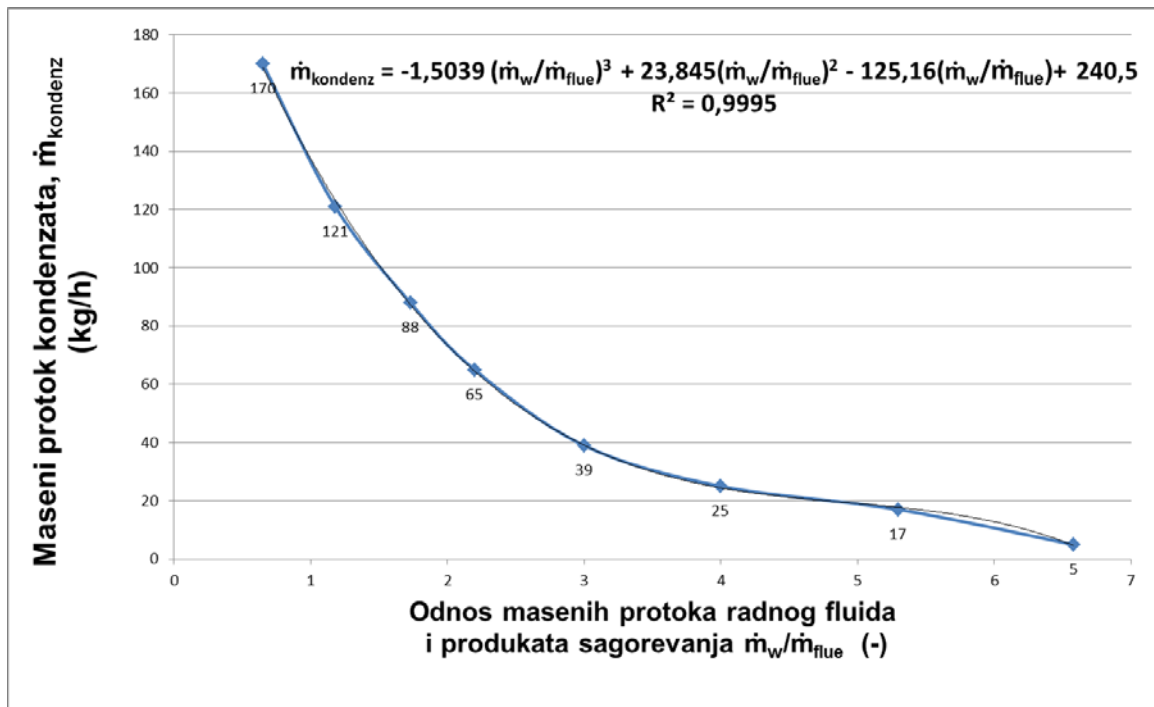
Slika 7.39. Zavisnost produkcije kondenzata od temperature povratnog voda – režim grejanja i TPV (uporedni prikaz)



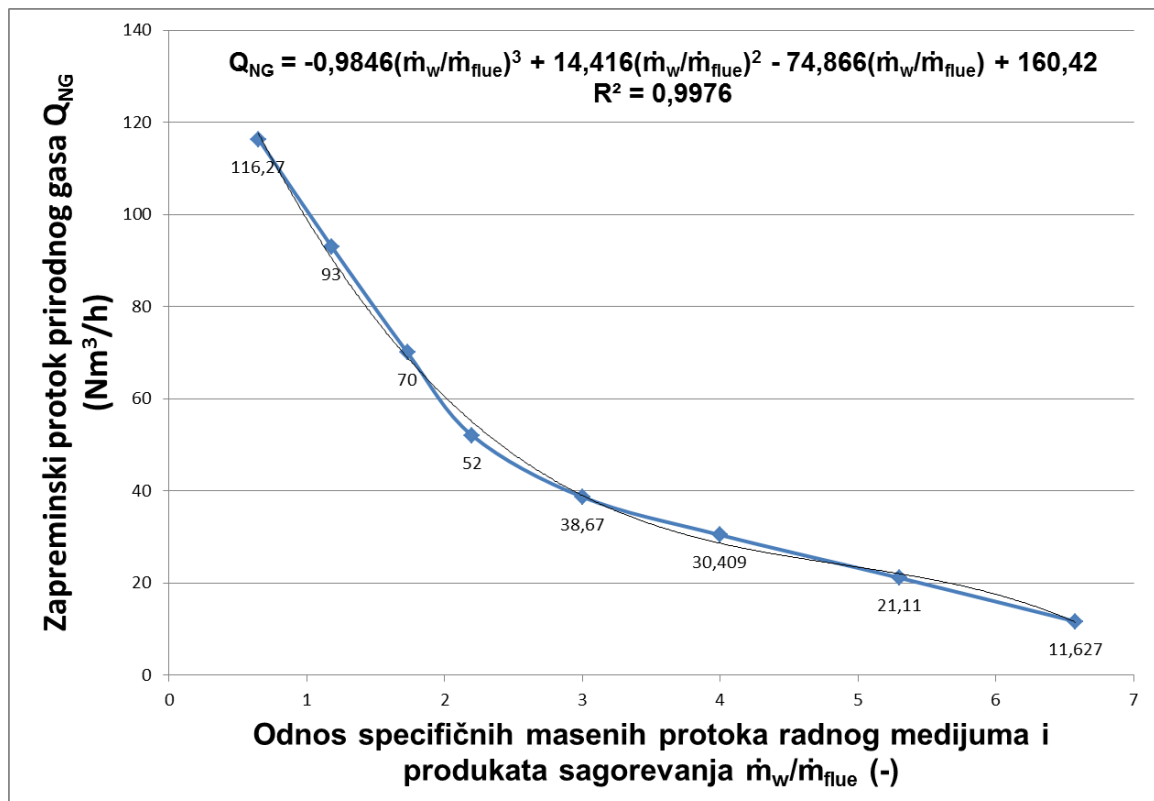
Slika 7.40. Zavisnost temperaturnog profila kondenzacionog razmenjivača toplote od masenog protoka kondenzata



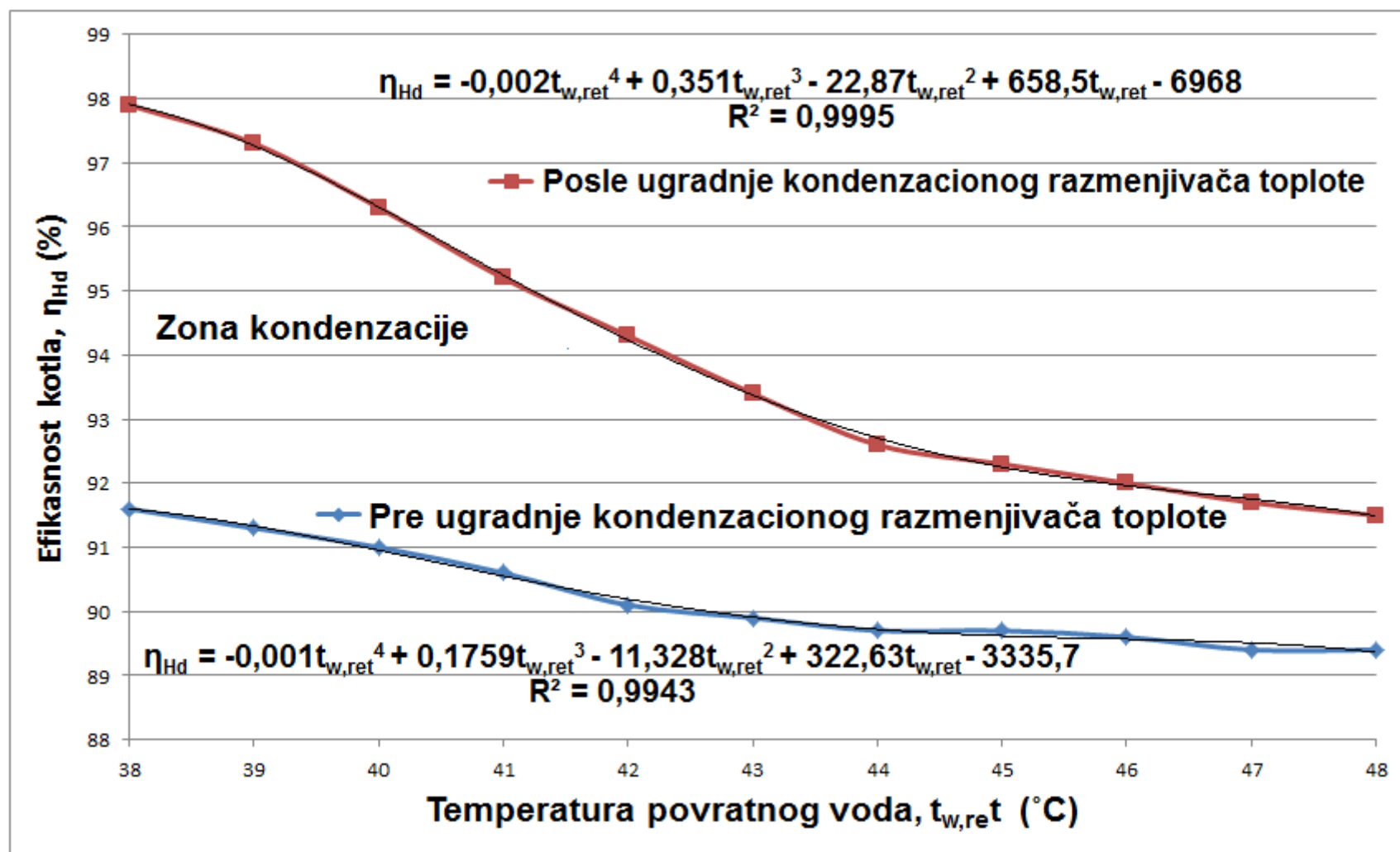
Slika 7.41. Zavisnost toplote kondenzacionog razmenjivača Q_{kond} (kJ/Nm³) od odnosa masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} , \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-)



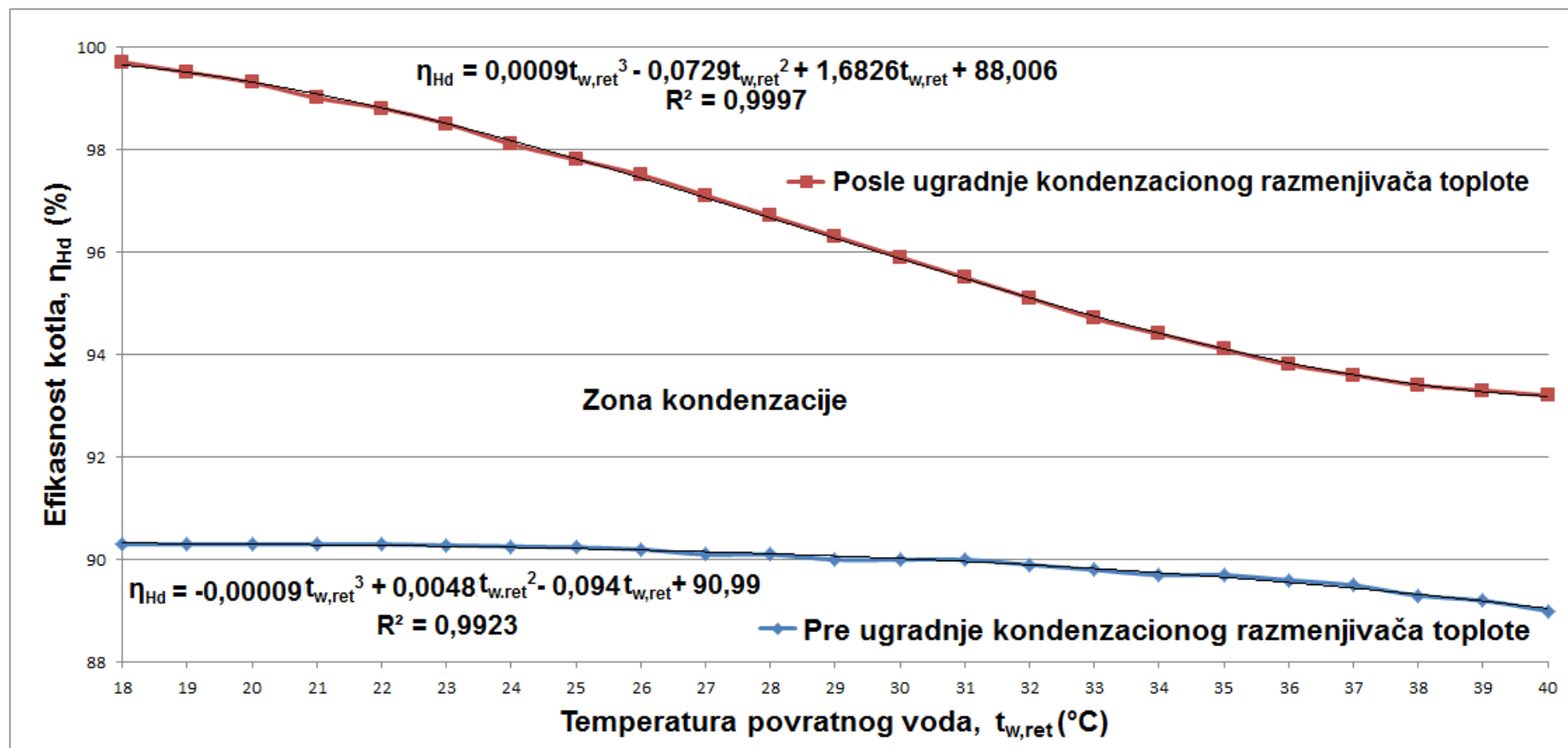
Slika 7.42. Zavisnost masenog protoka kondenzata \dot{m} (kg/h) od odnosa masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} , $\dot{m}_w/\dot{m}_{\text{flue}}$ (-)



Slika 7.43. Zavisnost potrošnje prirodnog gasa Q_{NG} (Nm³/h), i stepena opterećenja kotla k , od odnosa masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} , $\dot{m}_w/\dot{m}_{\text{flue}}$ (-)



Slika 7.44. Zavisnost efikasnosti kotla od temperature povratnog voda – režim grejanja



Slika 7.45. Zavisnost efikasnosti kotla od temperature povratnog voda – režim TPV

Mere jačine veza između zavisnih podataka u izrazima 7.64. i 7.65. imaju vrednosti $R^2 = 0,9943$ i $R^2 = 0,9995$.

Efikasnost gasnog kondenzacionog kotla η_{Hd} (%) od temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), u režimu pripreme TPV predstavljena je na slici 7.45. Predstavljene su krive efikasnosti za slučaj pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote i posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote. Polje koje se nalazi između dve krive predstavlja zonu kondenzacije.

Pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote efikasnost η_{Hd} (%) se nalazila u opsegu $\eta_{Hd} = 89,1 - 90,3$ (%), nakon ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote, uz varijaciju temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret} = 18 - 40$ (°C), zabeležen je porast efikasnosti u granicama od $\eta_{Hd} = 93,6 - 99,7$ (%).

Zavisnost efikasnosti rada kondenzacionog kotla η_{Hd} od vrednosti temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), pre i posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote može se predstaviti izrazima:

$$\eta_{Hd}(pre) = -0,00009t_{w,ret}^3 + 0,0048t_{w,ret}^2 - 0,094t_{w,ret} + 90,99 \quad (7.66)$$

$$\eta_{Hd}(posle) = 0,0009t_{w,ret}^3 - 0,0729t_{w,ret}^2 + 1,6826t_{w,ret} + 88,006 \quad (7.67)$$

Koeficijenti determinacije efikasnosti rada kondenzacionog kotla u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C) povezani sa izrazima 7.66. i 7.67. imaju vrednosti: $R^2=0,9923$ i $R^2=0,9997$.

Analizom opštih mera jačine povezanosti podataka čija je ispitivanje izvršeno, može se izvesti zaključak da se mera jačine povezanosti ispitivanih parametara kretala u granicama od $R^2=0,9161 - 1$. Mali broj ispitivanih parametara je imao koeficijent determinacije manji od $R^2=0,98$. Samo podaci pretstavljani na slikama 7.36. ($R^2=0,9161$) i 7.11 ($R^2=0,9291$) su imali nešto slabiju izraženu povezanost ispitivanih parametara u odnosu na ostale parametre.

Analizom su utvrđene jake veze između ostalih ispitivanih parametara, i kreirani su modeli sa značajnom osetljivošću na promenu ulaznih vrednosti ispitivanih parametara.

8. ANALIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA

Identifikacija ključnih parametara istraživanja je obrađena u poglavlju četiri. Identifikovani su najvažniji parametri od kojih zavisi energetska efikasnost gasnih kondenzacionih kotlova u dinamičkim uslovima rada. Ovi parametri se mogu podeliti u sledeće grupe:

1. klimatski parametri;
2. termički omotač i geometrija objekta koji se zagreva;
3. konstruktivni parametri;
4. karakteristike termotehničkih sistema – radni parametri i
5. ekonomski parametri.

Klimatski parametri značajno utiču na ostvarivanje procesa kondenzacije kod kondenzacionih kotlova. Obradeni su klimatski parametri: sunčevo zračenje, spoljna temperatura vazduha, vlažnost vazduha, i vetar. Prilikom projektovanja i izgradnje sistema centralnog grejanja ili sistema za pripremu TPV, izuzetno je važno u obzir uzeti navedene klimatske parametre, radi postizanja optimalnih rezultata rada. Promena klimatskih parametara spoljne okoline nije moguća, pa se ovi parametri prilikom projektovanja dinamičkih radnih uslova kondenzacionih kotlova uzimaju u obzir kao promenljive veličine na čiju se promenu ne može uticati.

Osnovne karakteristike objekta koji se zagreva, u smislu energetske svojstava, u velikoj meri određuju način na koji je moguće izvršiti zagrevanje objekta. Uslovi komfora i unutrašnja projektna temperatura, energetska svojstva i vrsta sistema centralnog grejanja glavne su karakteristike svakog objekta koji je potrebno zagrevati. Uslovi komfora su uglavnom propisani tehničkim standardima, izbor vrste sistema centralnog grejanja (radijatorsko, podno, panelno i sl.) u velikoj meri definišu način rada i izlaznu temperaturu toplotnog izvora, u ovom slučaju gasnog kondenzacionog kotla.

Konstruktivni parametri mogu biti podeljeni u dve grupe:

1. eksterni parametri i
2. interni parametri.

Eksterni konstruktivni parametri se odnose na povezivanje kondenzacionog kotla sa odgovarajućim infrastrukturnim mrežama: distributivna mreža za napajanje prirodnim gasom, mreža za napajanje električnom energijom, vodovodna mreža, kanalizaciona mreža, telekomunikaciona mreža, povezivanja kotla na dimnjak i povezivanje kotla na sistem za ventilaciju objekta. Povezivanje kondenzacionog kotla na infrastrukturne mreže, i na lokalne sisteme objekta (dimnjak, ventilacija) omogućavaju uslove za pouzdan, siguran, bezbedan i dugotrajan rad, bez pojave otkaza u radu.

Interni konstruktivni parametri se odnose na izradu osnovnih delova kondenzacionog kotla. Najvažniji delovi čijim se različitim konstruktivnim izvedbama može uticati na povećanje energetske efikasnosti pri dinamičkim uslovima rada su:

1. razmenjivač toplote;
2. gorionik i
3. komora sagorevanja – ložište.

Razmenjivači toplote su najčešće primenjivani elementi termotehničkih postrojenja, pa se namenski projektuju, i izrađuju za određene grupe termotehničkih postrojenja. Kondenzacioni razmenjivač toplote je u potpunosti prilagođen ostvarivanju procesa kondenzacije u pogledu: izbora materijala, geometrijskog oblika, površine, načina obrade, mogućnosti ugradnje, postupaka održavanja, i reciklaže.

Temperatura plamena gasnih gorionika koji se ugrađuju u kondenzacione kotlove kreće se u opsegu od 1.000 – 1.500 (°C). Od konstruktivnih karakteristika gorionika u velikoj meri zavisi način prenosa toplote sa produkata sagorevanja na razmenjivač toplote kondenzacionog kotla. Prenos toplote zračenjem može da se obavi u opsegu od 5 – 35 (%). Nizak prenos toplote zračenjem imaju gorionici sa slobodnim plamenom (temperatura produkata sagorevanja oko 1.500 (°C)), kod gorionika bez vidljivog plamena prenos toplote zračenjem se obavlja u opsegu 30 – 35 (%), temperatura produkata sagorevanja koji napuštaju telo gorionika iznosi 1.000 (°C).

Maksimalna termička opterećenja gorionika u potpunosti zavise od geometrijskih karakteristika gorionika, vrednosti maksimalnog termičkog opterećenja su:

1. gorionik za nekondenzacione kotlove manje od 100 (W/cm²);
2. keramički pločasti gorionik i gorionici bez plamena od 300 do 400 (W/cm²) i
3. gorionik sa metalnim vlaknima i eksperimentalni keramički gorionici više od 1.300 (W/cm²);

Komore sagorevanja se kod kotlovskih postrojenja mogu podeliti na više načina: prema vrsti materijala od kojih je komora izrađena, prema načinu odvođenja toplote, prema geometrijskom obliku, prema načinu odvođenja kondenzata, i dr. Način upravljanja radom gasnog gorionika u komori sagorevanja značajno utiče na proces kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, pa se komore sagorevanja po ovom kriterijumu mogu podeliti na:

1. jednostepena ložišta (*engl. Single-stage*);
2. dvostepena ložišta (*engl. Two-stage*) i
3. modulaciona ložišta (*engl. Modulating*).

Modulacioni način upravljanja radom gorionika pruža dobre mogućnosti u pogledu povećanja energetske efikasnosti kondenzacionih kotlova. Pri ovom načinu upravljanja snaga gorionika se podešava prema zahtevima potrošača toplotne energije.

Radni parametri kondenzacionih kotlova na koje treba obratiti posebnu pažnju su:

1. temperatura radnog fluida potisnog voda kotla $t_{w,su}$ (°C);
2. temperatura radnog fluida povrtnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C);
3. maseni protok radnog fluida \dot{m}_w (kg/s);
4. maseni protok produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/s) i
5. temperatura produkata sagorevanja t_{flue} (°C).

Promenom temperaturne razlike direktno se utiče na promenu efikasnosti kondenzacionog kotla η_{Hd} (%), podešavanjem masenog protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/s) može se uticati na smanjenje ili povećanje temperaturne razlike, na ovaj način je moguće pozitivno ili negativno uticati na energetska efikasnost kondenzacionog kotla, η_{Hd} (%). Prelaz toplote na kondenzacionom razmenjivaču toplote nije jednoznačno utvrđen, da bi se odredila njegova energetska efikasnost potrebno je utvrditi podatke o masenom preotoku radnog fluida \dot{m}_w (kg/s) i masenom protoku produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/s), kao i njihove temperature na ulazu i izlazu iz razmenjivača toplote.

Problemi koji se javljaju pri upotrebi energije koja je vezana za vlažne produkte sagorevanja su velika osetljivost na dinamičke promene radnih parametara koje u potpunosti zavise od klimatskih parametara i zahteva komfora objekata ili sistema koji se zagrevaju.

Ekonomski parametri predstavljaju značajan kriterijum prilikom odlučivanja o vrsti kotla, pogonskom gorivu i izboru sistema grejanja za neki objekat. Osnovni ekonomski parametri za odlučivanje su: pogonski troškovi, troškovi održavanja, optimalni uslovi za rad u pogledu povratka investicionih ulaganja i troškovi uklanjanja i reciklaže islužene opreme.

U poglavlju pet, izvršena je kritička analiza konstrukcionih i energetska karakteristika postojećih kondenzacionih kotlova. Analizirane su različite vrste materijala za izradu pojedinih elemenata kondenzacionih kotlova, a naročito kondenzacionih razmenjivača toplote. Termička provodljivost λ (W/mK) ima veliki raspon vrednosti za pojedine vrste materijala: čelik legiran hromom ima vrednost termičke provodljivosti od 27 (W/mK), liveno gvožđe 60 (W/mK), aluminijum 237 (W/mK), i bakar 390 (W/mK). Svaki od materijala ima svoje dobre i loše osobine u pogledu upotrebe pri izradi kondenzacionih razmenjivača toplote. Prednost čelika legiranog hromom je što se debljina zida razmenjivača toplote može smanjiti do dimenzije od 0,8 (mm), dok se debljina zida kod razmenjivača toplote od livenog gvožđa može smanjiti na minimalnu vrednost od 2,5 (mm). Analiza razmenjivača toplote kao jednog od najbitnijih elemenata u pogledu ostvarivanja procesa kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja izvršena je i sa stanovišta geometrijskih oblika i dizajna.

Energetska efikasnost kondenzacionih gasnih kotlova se kreće u iznosu od $\eta = 88 - 99$ (%). Energetska efikasnost u velikoj meri zavisi od masenog protoka \dot{m}_g (kg/s) i kvaliteta gasnog goriva Hd (MJ/Nm³), temperature povratnog voda radnog medijuma

kotla $t_{w,ret}$ (°C), temperature okoline t_{amb} (°C), masenog protoka radnog fluida kotla \dot{m}_w (kg/s) i masenog protoka produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/s).

Moguće je u posmatranom trenutku rada ostvariti najvišu moguću efikasnost konkretnog gasnog ložišta – gasnog kondenzacionog kotla, uz upotrebu savremenih materijala i elemenata za kontrolu i upravljanje radom gasnog kondenzacionog kotla.

Posebno je razmatran koeficijent prenosa toplote kod razmenjivača toplote sa i bez pojave kondenzacije. Određivanje vrednosti temperature tačke rose u zavisnosti od hemijskog sastava prirodnog gasa koji se upotrebljava za sagorevanje u ložištu kondenzacionog kotla veoma je bitan podatak u cilju izrade i verifikacije simulacionog modela kondenzacionog kotla, ali i za izračunavanje podataka o efikasnosti kondenzacionog kotla. Vrednost temperature tačke rose za gas koji je upotrebljavan u toku eksperimentalnog istraživanja iznosi $t_{rose} = 57,2$ (°C). Proces kondenzacije je povezan sa temperaturom povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C). Ukoliko je temperatura povratnog voda kotla blizu temperature tačke rose ili ispod nje tada nastaju povoljni uslovi za ostvarivanje procesa kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja u kondenzacionim kotlovima.

Zavisnost efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla od opterećenja je obrnuto srazmerna. Smanjenjem opterećenja gasnog kotla dolazi do povećanja njegove efikasnosti. Učešće povećane površine razmenjivača toplote u odnosu na količinu produkata sagorevanja povoljno se odražava na proces kondenzacije.

Kod gorionika sa prinudnom cirkulacijom vazduha, putem upravljanja motora ventilatora ostvaruje se i kontrola dovođenja vazduha u komoru sagorevanja, na taj način se postižu optimalne smeše gas/vazduh, koje sagorevaju u komori sagorevanja kotla. Kvalitet procesa sagorevanja presudno utiče na stepen korisnog dejstva kondenzacionog kotla.

Termička inercija kod gasnih kotlova je poželjna jer se zadržava određena količina toplotne energije u kotlu između dva radna ciklusa. Smanjivanje frekvencije uključivanja gorionika doprinosi povećanju energetske efikasnosti. Apsorpcija toplote i termička inercija su značajne karakteristike materijala na koje treba obratiti pažnju prilikom izbora materijala za izradu pojedinih delova kondenzacionih kotlova (kondenzacionih razmenjivača toplote, komora sagorevanja i gorionika).

Prilikom projektovanja gasnih kotlova upotrebljavaju se moćni simulacioni alati koji su u stanju da izvrše modelovanje pojedinih elemenata gasnih kondenzacionih kotlova i izvrše njihovo ispitivanje bez izrade prototipa.

U šestom poglavlju je izvršeno definisanje konstrukcionih i radnih parametara koji utiču na kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja pri dinamičkim uslovima rada. Predstavljen je model kondenzacionog kotla na kojem je sprovedeno ispitivanje o potrebnim ulaznim podacima, uticajnim faktorima i izlaznim podacima koji se javljaju pri procesu kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja kod kondenzacionih kotlova u dinamičkim uslovima rada.

Prikupljanje osnovnih informacija o kotlovskom postrojenju za koje je potrebno izvršiti ispitivanje podrazumeva obezbeđivanje informacija: proizvođač kotla, tip kotla, vrsta goriva, potrošnja goriva, maksimalno termičko opterećenje, zapremina radnog medijuma, temperaturni opseg rada, protok radnog medijuma, maksimalno dozvoljeni radni pritisak, efikasnost, hemijski sastav i kvalitet goriva.

Model kondenzacionog razmenjivača toplote deli razmenjivač u tri zone: primarni razmenjivač toplote voda/gas (suvi režim rada), sekundarni razmenjivač toplote (kondenzacionih režim rada), tercijarni razmenjivač toplote (kombinovani režim rada). Posmatrana komora sagorevanja je idealizovana i smatra se adijabatskom komorom sagorevanja.

Podaci koji su potrebni za istraživanje procesa kondenzacije i koji značajno utiču na pomenuti proces svrstani su u grupu pod nazivom uticajni parametri. Ulazni podaci su predstavljeni u tabeli 6.5. Ulazni podaci modela kondenzacionog gasnog kotla. Najznačajniji podatak predstavlja temperatura povratnog voda radnog medijuma kotla $t_{w,ret}$ (°C), takođe je bitno da se temperaturna razlika između temperature potisnog i povratnog voda kondenzacionog kotla održava u određenim granicama, a najpoželjnije je da to bude $\Delta T_{wboil} = 11,11$ (K).

Meteorološki podaci (spoljna temperature vazduha, atmosferski pritisak, relativna vlažnost i sl.) značajno utiču na ostvarivanje procesa kondenzacije. Stepem opterećenja kondenzacionog kotla je takođe značajan ulazni podatak.

Uticajni parametri se mogu podeliti u grupe, prema mestu nastanka njihovog uticaja na kondenzacioni kotao. Razlikujemo sledeće parametre:

1. goriva;
2. primarnog razmenjivača toplote;
3. sekundarnog razmenjivača toplote i
4. tercijarnog razmenjivača toplote.

Parametri goriva su vezani za fizičke i hemijske karakteristike goriva, koje mogu biti promenljivog karaktera kod pojedinih vrsta gasnog goriva.

U parametre koji su značajni sa stanovišta postizanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja spadaju parametri navedeni u tabeli 6.6. Uticajni parametri modela kondenzacionog gasnog kotla.

Izlazne podatke kondenzacionog gasnog kotla predstavljaju računski dobijene vrednosti na osnovu unetih ulaznih podataka i parametara koji predstavljaju uticaje u dinamičkim uslovima rada gasnog kondenzacionog kotla. Izlazni podaci su predstavljeni u tabeli 6.7. Izlazni podaci modela kondenzacionog gasnog kotla.

Primljena količina latentne toplote kondenzacionog razmenjivača toplote direktno utiče na efikasnost gasnog kondenzacionog kotla. Povećanje efikasnosti rada kondenzacionog kotla je moguće ostvariti odgovarajućim izmenama ulaznih veličina, ili variranjem uticajnih parametara na proces kondenzacije.

Postoje takva konstrukciona rešenja kondenzacionih gasnih kotlova kod kojih su primarni, sekundarni i tercijarni razmenjivač toplote postavljeni u zajedničko kućište.

Definisanje zavisnosti parametara potrebnih za dimenzionisanje sistema za kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja u funkciji dinamičkih uslova rada predstavljeno je u sedmom poglavlju.

Modelovanje parametara sistema za kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja je predstavljeno prema četvorozonskom modelu a ulazni, izlazni podaci i parametri modela su prikazani u tabeli 7.1. Proračun ukupnog koeficijenta prenosa $U \cdot A$ moguće je izvršiti na osnovu prikupljenih podataka koji su navedeni u tabeli 7.2.

Prilikom sagorevanja prirodnog gasa procesu je potrebno obezbediti optimalnu količinu vazduha, kako bi se obezbedila veća efikasnost procesa sagorevanja a na taj način obezbedila i manja emisija štetnih gasova u spoljnu okolinu. Odnos između količine vazduha koji se dovodi procesu sagorevanja i teorijski potrebne količine vazduha naziva se koeficijent viška vazduha λ (-). Temperatura tačke rose produkata sagorevanja prirodnog gasa značajno opada sa povećanjem koeficijenta viška vazduha. Za vrednost $\lambda = 1$, temperature tačke rose iznosi $t_{rose} = 58,4$ (°C), za prirodni gas koji je upotrebljen prilikom eksperimentalnih istraživanja. Zavisnost temperature tačke rose t_{rose} (°C), i koeficijenta viška vazduha λ (-) je prikazana na slici 7.2. i data je izrazom:

$$t_{rose} = 4,7768 \cdot \lambda^2 - 27,416 \cdot \lambda + 81,186 \quad (^\circ\text{C}) \quad (8.1)$$

Kod kondenzacionih gasnih kotlova primenjuju se gasni gorionici kod kojih se vrednost koeficijenta viška vazduha kreće u granicama $\lambda = 1,05 - 1,1$. Kada je vrednost koeficijenta viška vazduha $\lambda = 2$, tada je vrednost $t_{rose} = 45,5$ (°C).

Zavisnost produkcije NO_x (mg/kWh) od stepena opterećenja gasnog kondenzacionog kotla je predstavljena na slici 7.4. Stepenu opterećenja gasnog kotla se obeležava različitim oznakama od kojih su najčešće P , k , K , x uglavnom se izražava kao bezdimenzioni faktor u granicama od 0 - 1, ređe se izražava u (%) opterećenja kotla u granicama od 0 - 100 (%). Zavisnost produkcije CO i NO_x (mg/kWh) od stepena opterećenja kotla je predstavljena izrazima:

$$NO_x = -0,00009k^3 + 0,0213k^2 - 0,4206k - 70,596k + 7,3889 \quad (8.2)$$

$$CO = -0,000007k^5 + 0,0011k^4 - 0,0884k^3 + 3,609k^2 - 70,596k + 545,53 \quad (8.3)$$

Maksimalna emisija CO od 89 (mg/kWh) je ostvarena za stepen opterećenja kondenzacionog kotla na gas u iznosu od $k = 100$ (%). Vrednosti za CO se nalaze u opsegu od 7 - 89 (mg/kWh), dok emisija NO_x ima vrednosti 29 - 73 (mg/kWh) za opseg opterećenja kondenzacionog kotla na gas od 20 - 50 (%).

Prethodna istraživanja efikasnosti kotla u odnosu na gornju toplotnu moć H_g (MJ/Nm³) sprovedena na kondenzacionim gasnim kotlovima koji su proizvedeni pre 2005. godine predstavljena su na slici 7.4. Zavisnost efikasnosti gasnog kondenzacionog kotla sa modulacionim načinom upravljanja rada gorionika od stepena opterećenja gasnog kondenzacionog kotla može se predstaviti jednačinom:

$$\eta_{Hd} = -0,0023k^2 - 0,2436k + 86,043 \quad (8.4)$$

Kod nekondenzacionih gasnih kotlova sa atmosferskim gorionicima i prinudnom promajom, koji imaju jednostepeni način upravljanja radom gorionika zavisnost efikasnosti od stepena opterećenja kotla može se prikazati jednačinom:

$$\eta_{Hd} = -0,0056k^2 - 0,1094k + 91,8 \quad (8.5)$$

Za nekondenzacioni gasni kotao sa modulacionim načinom upravljanja rada gorionika zavisnost efikasnosti od stepena opterećenja kotla može se izraziti preko kvadratne jednačine efikasnosti:

$$\eta_{Hd} = 0,0004k^2 - 0,1384k + 96,36 \quad (8.6)$$

Geometrijske karakteristike kondenzacionih razmenjivača toplote, a prvenstveno razmenjivačka površina A (m^2), imaju presudan uticaj na temperaturnu efektivnost kod svih vrsta razmenjivača toplote F' . Na slici 7.6. predstavljena je zavisnost temperaturne efektivnosti F' od veličine razmenjivača toplote. Veličina razmenjivača toplote je data kao odnos $(A \cdot U/C)$, koji značajno raste ako se povećava razmenjivačka površina. U polju dijagrama gde se vrednost veličine razmenjivača kreće od 1 – 3, uočava se značajno povećanje efektivnosti (0,625 – 0,95). Daljim povećanjem veličine razmenjivača toplote, polje dijagrama vrednost $A \cdot U/C = 3 - 5$, efektivnost se povećava za svega 0,03 i iznosi maksimalnih 0,98.

Proces kondenzacije dovodi do značajnog povećanja efikasnosti gasnog kotla. Ovo povećanje ima opseg 6 – 8 (%). Da bi se izračunao prenos toplote i mase u kondenzacionom razmenjivaču toplote, mora se u obzir uzeti uticaj difuzije, i toplotnog otpora sloja inertnog gasa (suvi, nekondenzujući gas). Maksimalne vrednosti toplotnog kapaciteta vode koje se mogu upotrebiti kod gasnih kondenzacionih kotlova se nalaze u granici od 300 – 400 (K), tada je vrednost toplotnog kapaciteta vode 2.000 – 2.045 (J/kgK). Najmanji toplotni kapacitet ima ugljen-dioksid svega oko 890(J/kgK), dok azot i kiseonik imaju 1.044 odnosno 928 (J/kgK), za vrednost temperature koja je približno jednaka temperturi tačke rose $t_{rose} = 57,2$ ($^{\circ}C$).

Efektivnost kondenzacionog razmenjivača toplote u zavisnosti od veličine razmenjivača toplote predstavljena je izrazom:

$$F' = 0,012(AU/C)^3 - 0,1452(AU/C)^2 + 0,5893(AU/C) + 0,169 \quad (8.7)$$

Zavisnost stepena kondenzacije k (-) od srednje temperature razmenjivača toplote t_m ($^{\circ}C$) prikazana je na slici 7.7 i utvrđena je izrazom:

$$k = -0,000001t_m^4 + 0,0002t_m^3 - 0,0118t_m^2 + 0,2722t_m - 1,3499 \quad (8.8)$$

Za minimalnu vrednost srednje temperature razmenjivača toplote $t_m = 25$ (°C), stepen kondenzacije je maksimalan i iznosi 0,84 (-).

Zavisnosti efikasnosti gasnog kondenzacionog kotla η (%) u odnosu na vrednost temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C) i toplotne moći goriva (H_d i H_g) predstavljene su na slici 7.8 i utvrđene izrazima:

$$\eta_{Hg} = 0,00002t_{w,ret}^4 - 0,0027t_{w,ret}^3 + 0,1428t_{w,ret}^2 - 3,1895t_{w,ret} + 130,48 \quad (8.9)$$

$$\eta_{Hd} = 0,0002t_{w,ret}^3 - 0,239t_{w,ret}^2 + 0,7473t_{w,ret} + 86,963 \quad (8.10)$$

Vrednosti parametara koji direktno utiču na energetska efikasnost kondenzacionih kotlova se određuju ispitivanjem kondenzacionih razmenjivača toplote simulacionim i eksperimentalnim putem.

Na slici 7.9. prikazana je zavisnost delimičnog opterećenja kotla u najpoželjnijem intervalu opterećenja 36-42,5 (%) za ostvarivanje procesa kondenzacije. Temperaturna razlika između temperature potisnog i povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla je neophodna informacija za upravljački sistem gasnog kondenzacionog kotla, da bi mogao da odredi način upravljanja radom gasnog gorionika i prilagodi isporuku toplotne energije zahtevima potošača. Temperatura potisnog i povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla se stalno mere i upoređuju, i na osnovu dobijenih informacija upravlja se radom gasnog kondenzacionog kotla. Navedene temperature su povezane sa spoljnom temperaturom vazduha, na osnovu nje se upravlja radom gasnog kondenzacionog kotla.

Temperatura procesa sagorevanja zavisi od sledećih parametara:

1. vrsta i način izrade gorionika;
2. geometrijski oblik i veličine komore sagorevanja;
3. maseni protok, brzina i način strujanja vazduha za sagorevanje;
4. maseni protok, brzina i način strujanja goriva i
5. karakteristike razmenjivača toplote.

Istraživanja koja su sprovedena zasnovana su na optimizaciji opterećenja gasnih kotlova u skladu sa zahtevima za isporukom toplotne energije. Ovakvi modeli kao svoju osnovu koristi Lyapunov model kontrole. U poslednje vreme sistemi za upravljanje se baziraju na kombinovanju modela neuronskih mreža i Fuzzy sistema upravljanja. Veoma često se upotrebljava sistem petlji u upravljanju procesima, čiji se rezultati naknadno

povezuju sa rezultatima drugih petlji i na taj način se ostvaruje dobro upravljanje PID kontrolerom. Upravljanje gasnim kotlovima se u praksi izvodi prema odredbama ABMA-Boiler 301 ili nekih drugih standarda. Za simulaciju rada gasnih kotlova implementirana je upotreba odgovarajućih PLC kontrolera.

Neophodno je da se u realnom vremenu vrši usklađivanje dinamičkih i eksploatacionih karakteristika gasnog ložišta u dinamičkim uslovima rada sa realnim i dinamičkim karakteristikama potreba potrošača toplotne energije. Samo se na ovaj način može obezbediti viša energetska efikasnost konkretnog kotla u realnim, dinamičkim uslovima rada.

Kod gasnih kondenzacionih kotlova uočene su tri značajne promenljive veličine čije je praćenje neophodno, radi postizanja optimalnih rezultata u pogledu povećanja energetske efikasnosti u dinamičkim uslovima rada:

1. maseni protok radnog fluida \dot{m}_w (kg/s);
2. maseni protok vazduha potrebnog za sagorevanje \dot{m}_{air} (kg/s) i
3. maseni protok goriva \dot{m}_g (kg/s).

Kontroler koji upravlja odnosom gas/vazduh ima svoje podešene vrednosti koje održava u zavisnosti od dobijenih informacija iz petlje upravljanja, koja prati analizu produkata sagorevanja i po potrebi reaguje na sistem za kontrolu vazduha koji se dovodi procesu sagorevanja. Razvijena su tri modela upravljanja:

1. model upravljanja odnosom gas/vazduh;
2. model ograničenih vrednosti i
3. model ograničnih vrednosti sa podešavanjem kontrole O₂.

Prilikom ispitivanja i podešavanja upravljanja upotrebljavaju se podaci proizvođača o ponašanju pojedinih segmenata gasnih kotlova kao što su: gasni ventili, ventilatori, razmenjivači toplote i sl. Još uvek se upotrebljava mnogo podataka koji su eksperimentalne prirode i čije izučavanje u pogledu upravljanja tek predstoji.

Pokretanje gasnog kondenzacionog kotla podrazumeva zagrevanje samog kotla, distributivne mreže i grejnih tela. Toplotna inercija sistema grejanja zavisi od vrste sistema u pogledu cevnog razvoda i grejnih tela, zbog navedenog razloga u desetom minutu rada temperatura povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ iznosi 45 (°C). Nakon savladavanja toplotne inercije kondenzacioni kotao ulazi u stacionarni režim rada, kada je temperatura povratnog voda kotla u granicama od svega nekoliko stepeni 5 – 6 (°C). Za ulazak u stacionarni režim rada u zavisnosti od spoljne temperature potreban je vremenski interval od 35 – 45 (minuta) rada.

Ulazak gasnog kondenzacionog kotla u stacionarno stanje u zavisnosti od temperature povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C) utvrđen je izrazom:

$$t_{w,ret} = 0,0003\tau^3 - 0,0435\tau^2 + 2,1417\tau + 18,635 \quad (8.11)$$

Vrednosti temperatura povratnog i potisnog voda kondenzacionog kotla eksperimentalno su utvrđene logerom za snimanje podataka o temperaturama kotlovskeg postrojenja, predstavljene se na slici 7.12. (utvrđene vrednosti se odnose na dan 16. februar 2015. godine za područje Zrenjanina). Temperatura povrtanog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C) je u najvećem delu posmatranog perioda ispod temperature tačke rose t_{rose} (°C) vlažnih produkata sagorevanja, i ima značajno manje oscilacije nego temperatura potisnog voda $t_{w,su}$ (°C) kondenzacionog kotla. Temperatura povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ ima vrednosti 39 – 58 (°C), dok je temperature potisnog voda kotla $t_{w,su}$ u opsegu 42 – 65 (°C). Različiti načini upravljanja pogonom gasnog kondenzacionog kotla omogućavaju ispunjavanje svih zahteva potrošača toplote.

Na slici 7.13. prikazan je način rada kondenzacionog kotla kod kojeg je konstantna temperatura potisnog voda kotla i iznosi $t_{w,su} = 80$ (°C), temperatura povratnog voda kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ se kreće u granicama od 40 – 65 (°C), zapreminski protok radnog fluida je promenljiv i kreće se u granicama 1,5-3,9 (l/s).

Zavisnost ukupnog koeficijenta prenosa toplote od zapreminskog protoka radnog medijuma i potrošnje prirodnog gasa prikazana je na slici 7.14. Ispitivanje je izvršeno u stacionarnim uslovima, a vrednost ukupnog koeficijenta prenosa toplote se kreće u opsegu 310 – 340 (W/K), svi podaci su snimljeni u period od 16. – 21. februara 2015. godine na području grada Zrenjanina.

Komparacija konvekcije između vlažnog vazduha i vlažnih produkata sagorevanja data je za opseg Rejnoldsovog broja $Re = 2.000 - 5.000$. Izražene zavisnosti Nusseltovog broja Nu (-) za vlažan vazduh i vlažne produkte sagorevanja za vrednost temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}=45$ (°C), imaju oblike:

$$Nu_{vl.pr.sagor.} = 0,000001Re^2 - 0,0011Re + 9,1104 \quad (8.12)$$

$$Nu_{vl.vazduh} = 0,0000005Re^2 - 0,0004Re + 5,6083 \quad (8.13)$$

Komparacija prenosa osetne i latentne toplote za vrednost temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}=45$ (°C), predstavljena je na slici 7.16. Prenosi osetne i latenetne toplote su date u funkciji Nuseltovog broja Nu i predstavljeni su izrazima:

$$Nu_{latentna} = 0,0000007Re^2 - 0,0104Re - 6,9104 \quad (8.14)$$

$$Nu_{osetna} = 0,0000001Re^2 - 0,0036Re + 0,6551 \quad (8.15)$$

U tabeli 7.4. i na slikama 7.17. i 7.18. predstavljene su vrednosti parametara simulacionog modela kondenzacionog razmenjivača toplote, za različite vrednosti protoka grejnog fluida koje se kreću u opsegu 200 – 800 (l/h), određena je ulazna veličina u sistem (*engl. Static gain*) u granicama 0,058 – 0,220. Vremenska konstanta iznosi 35 (s) a granično vreme ima vrednosti 12 – 37 (s) i obrnuto je proporcionalno vrednostima protoka grejnog fluida. Na slikama 7.21 – 7.23. predstavljeni su simulacioni prikazi najvažnijih termodinamičkih veličina kondenzacionog razmenjivača toplote.

Zavisnost ulazne veličine K_p (-) (*engl. Static gain*) od zapreminskog protoka radnog medijuma Q_w (l/h) može se predstaviti izrazom:

$$K_p = 2E - 12Q_w^4 - 6E - 09Q_w^3 + 6E - 06Q_w^2 - 0,0029Q_w + 0,5954 \quad (8.16)$$

Proračun se pomoću predstavljene zavisnosti može izvršiti za bilo koju vrednost zapreminskog protoka radnog fluida Q_w (l/h), kroz kondenzacioni razmenjivač toplote.

Granično vreme T_d (s) simulacionog modela u zavisnosti od zapreminskog protoka radnog fluida Q_w (l/h), predstavljeno je jednačinom:

$$T_d = -0,0426Q_w + 46,929 \quad (8.17)$$

Izračunavanje graničnog vremena T_d (s) simulacionog modela predstavljenom linearnom jednačinom se može izvršiti samo za vrednosti zapreminskog protoka Q_w od 0 – 1.100 (l/h), za veće vrednosti zapreminskog protoka radnog medijuma Q_w (l/h) potrebno je odrediti novu zavisnost eksperimentalnim putem.

Na slici 7.19. predstavljen je simulacioni model kontrole temperature kondenzacionog razmenjivača toplote izrađen u programskom okruženju Matlab® Simulink®. Model je izrađen sa uticajem poremećaja na vrednost izlazne temperature. Ulazna vrednost simulacionog modela je obrađena PI regulatorom. Varijacije izlazne temperature kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,su}$ (°C) imaju izlazne vrednosti koje zavise od ulaznih veličina kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,ret}$ (°C), $t_{flue,in}$ (°C), i Q_w (l/h).

Na slici 7.22. prikazani su nekondenzacioni i kondenzacioni režim rada kondenzacionog razmenjivača toplote. Temperatura tačke rose t_{rose} (°C) predstavlja granicu između navednih režima rada. Temperature produkata sagorevanja na ulazu i izlazu iz kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{flue,in}$ i $t_{flue,out}$ (°C) i temperature povratnog voda kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,ret}$ (°C) su date u funkciji

temperature na izlazu iz kondenzacionog razmenjivača toplote $t_{w,su}$ (°C), koja se održava konstantnom i ima vrednost jednaku temperaturi rose, $t_{rose} = 57,2$ (°C). Pored temperature na slici 7.22 prikazane su i vrednosti ukupnog koeficijenta prenosa toplote $U \cdot A$ (J/K) i ostvarena toplota koja je prenet radnim fluidom Q_w (J).

Grafički prikaz amplitude varijacije temperature kondenzacije u zavisnosti od vremena je prikazana na slici 7.23. Maksimalna amplituda je u trenutku 57,97 (s) i iznosi -0,08484. Potpuna stabilizacija amplitude nastaje kada protekne vreme od 163 (s) i u tom trenutku amplituda iznosi -0,05554.

Grafički prikaz simulacije odziva poređenjem srednje vrednosti izlazne temperature kotla od stepena termičkog opterećenja kotla predstavljen je na slici 7.24. Analizirane su vrednosti izlazne temperature u zavisnosti od stepena termičkog opterećenja kotla koja su zadata sa svojim vrednostima (36; 55,2; 68,28; 70,76; 85 i 100 %). Simulacija amplituda temperatura potisnog voda kotla su date na slici 7.24. Primena simulacionih modela za ispitivanje rada gasnih kondenzacionih kotlova zahteva utvrđivanje nominalnih parametara rada. Implementacija simulacionog modela na realan sistem zahteva da se kondenzacioni kotao ispita u sledećim režimima rada:

1. suvi režim rada (bez prisustva kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja) i
2. vlažni režim rada (obavezna je kondenzacija vlažnih produkata sagorevanja).

Uslovi neophodni za dobijanje sprovođenje testa u vlažnom režimu rada su sledeći: održavanje temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla u opsegu 30 – 60 (°C), zapreminski procenat O_2 u produktima sagorevanja mora da iznosi 6 (Vol – (%)).

Komparacija rezultata merenja i simulacije zavisnosti stepena korisnog dejstva kondenzacionog kotla η (%) u zavisnosti od temperature povratnog voda $t_{w,ret}$ (°C) predstavljena je na slici 7.25. Rezultati dobijeni eksperimentalnim istraživanjem se skoro u potpunosti poklapaju sa rezultatima simulacije (oblik krive zavisnosti je identičan), odstupanje koje se pojavljuje može biti posledica nesavršenosti merenja koje može iznositi i do 2 (%) u odnosu na merene veličine.

Zavisnosti efikasnosti kondenzacionih razmenjivača toplote, a time i kondenzacionih kotlova, η (%) dobijenih simulacijom i eksperimentalnim istraživanjem mogu se predstaviti izrazima:

$$\eta_{simulacija} = 0,00002t_{w,ret}^4 - 0,0021t_{w,ret}^3 + 1,065t_{w,ret}^2 - 23,299t_{w,ret} + 283,16 \quad (8.18)$$

$$\eta_{mereno} = 0,0001t_{w,ret}^4 - 0,0175t_{w,ret}^3 + 0,8745t_{w,ret}^2 - 18,809t_{w,ret} + 244,27 \quad (8.19)$$

Parametri za ispitivanja kondenzacionih kotlova su predstavljeni u tabeli 7.5

Postoje najmanje tri međusobno povezane definicije efikasnosti gasnih kotlova:

1. efikasnost procesa sagorevanja, predstavlja učinak gasnog gorionika, posmatra se odnos dobijene toplote prema jedinici utrošenog goriva;
2. efikasnost u stacionarnom stanju, (*engl. Steady-state Efficiency*) pod punim opterećenjem predstavlja prenos toplote od produkata sagorevanja na radni fluid kotla i
3. sezonska efikasnost, predstavlja efikasnost iskorišćenja goriva u toku sezone rada (u toku grejne sezone, ili u toku jedne kalendarske godine i sl.).

Izvršena su eksperimentalna istraživanja sezonske efikasnosti kotlova i utvrđene su zavisnosti sledećih radnih parametara:

1. efikasnosti rada kotla i stepena opterećenja kotla;
2. efikasnosti rada kotla i temperature potisnog voda kotla i
3. efikasnosti rada kotla i temperature povratnog voda kotla.

Na osnovu navednih istraživanja, prikupljeni su podaci za validaciju modela koji su bili potrebni za izradu simulacije o efikasnosti kotlova. Na osnovu ispitivanja koja su sprovedena sa različitim režimima rada, različitim stepenima opterećenja kotla i sa različitim vrednostima spoljnih temperatura koje su postignute u simulacionom modelu, određen je izraz koji omogućava izračunavanje energetske efikasnosti gasnog kotla:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{m}_w(i) \cdot \rho_w \cdot C_p \cdot (T_{w,out}(i) - T_{w,in}(i))}{\sum_{i=1}^N \dot{m}_g(i) \cdot \rho_g \cdot CV(i)} \quad (8.20)$$

U cilju postizanja veće efikasnosti rada gasnih kotlova u toku sezone rada neophodno je kotao opremiti upravljačkim i kontrolnim sistemom koji omogućava kontinualnu promenu radne temperature u zavisnosti od dinamičkih uslova rada sistema grejanja. Uticajni faktori na energetske efikasnost gasnih kotlova su brojni, od svih faktora mogu se izdvojiti najuticajniji:

1. stepen opterećenja kotla, k (%);
2. temperatura potisnog voda kotla, $t_{w,su}$ (°C);
3. temperatura povratnog voda kotla, $t_{w,ret}$ (°C);;
4. strategija i način upravljanja radom kotla i
5. dimenzionisanje termotehničkih sistema.

Efikasnost rada gasnih kondenzacionih kotlova u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), uz ograničenje zapreminskog procenta O_2 u produktima sagorevanja na nivou od 6 Vol. (%) u odnosu na gornju toplotnu moć H_g (kJ/Nm³) prikazana na slici 7.30, može se predstaviti izrazom:

$$\eta_{H_g} = 0,0051t_{w,ret}^2 - 0,6306t_{w,ret} + 107,06 \quad (8.21)$$

Efikasnost rada gasnog kondenzacionog kotla je određena za vrednosti temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla od $t_{w,ret} = 25 - 65$ (°C).

Ispitivanje uticaja potrošnje prirodnog gasa Q_{NG} (m³/h), na efikasnost rada kondenzacionog gasnog kotla, uz ograničenje vrednosti zapreminskog (%) O_2 na nivou od 6(%) predstavljeno je na slici 7.31. Utvrđeni uticaj može se predstaviti kvadratnom jednačinom:

$$\eta_{H_g} = 0,00004Q_{NG}^2 - 0,0354Q_{NG} + 97,129 \quad Q_{NG} \text{ (m}^3\text{/h)} \quad (8.22)$$

Na slici 7.32. predstavljeni su rezultati eksperimentalnog utvrđivanja efikasnosti rada gasnog kondenzacionog kotla η_{H_d} (%) u zavisnosti od stepena opterećenja gasnog kondenzacionog kotla k (%), i srednje temperature radnog medijuma gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,m}$ (°C), uočenu zavisnost moguće je predstaviti izrazima:

$$\eta_{H_g} (60) = -2E - 06k^4 + 0,0004k^3 - 0,0458k^2 + 2,1728k + 39,542 \quad (8.23)$$

$$\eta_{H_g} (70) = -1E - 06k^4 + 0,0003k^3 - 0,0329k^2 + 1,7567k + 46,496 \quad (8.24)$$

$$\eta_{H_g} (80) = -2E - 09k^6 - 6E - 07k^5 + 8E - 05k^4 - 0,0042k^3 + 0,0851k^2 + 0,7251k + 50,716 \quad (8.25)$$

$$\eta_{H_g} \text{ (varijab)} = 6E - 10k^6 - 2E - 07k^5 + 1E - 05k^4 - 0,0003k^3 + 0,0235k^2 + 1,4144k + 63,401 \quad (8.26)$$

Prema odredbama standarda EN 92/42/CEE za određeni nivo efikasnosti dodeljuje se određeni broj zvezda. Veći broj zvezda znači i veću efikasnost rada kotla. Granice efikasnosti su predstavljene u tabeli 7.9.

U slučaju da se kondenzacioni razmenjivač toplote izrađuje od čelika legiranog hromom, neophodno je poštovati određene zahteve prilikom projektovanja kondenzacionog razmenjivača toplote. Odnos dimenzija mora biti: 1 (širina) x 1,2(visina) x 1,5 (dužina) (m), sa debljinom zida materijala od kog se izrađuje od $\delta = 3,0$ (mm).

Toplota kondenzacionog razmenjivača toplote Q_{kond} (kJ/Nm³) u zavisnosti od vrednosti izlazne temperature produkata sagorevanja t_{flue} (°C) izražena je putem jednačine:

$$Q_{kond} = 0,0009t_{flue}^3 + 0,1454t_{flue}^2 - 76,635t_{flue} + 6.020,7 \quad (8.27)$$

Ispitivanje zavisnosti ukupno dobijene toplote kondenzacionog razmenjivača toplote kroz proces kondenzacije Q_{kond} (kJ/Nm³) koji je naknadno ugrađen u kotlovsko postrojenje, od temperature produkata sagorevanja t_{flue} (°C) predstavljena je na slici 7.33.

Dobijena toplota u prilikom kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja Q_{kond} (kJ/Nm³) se takođe može iskoristiti za određivanje površine kondenzacionog razmenjivača toplote A (m²). Zavisnost se može prikazati izrazom:

$$A = 0,000007Q_{kond}^2 - 0,0124Q_{kond} + 9,9196 \quad (8.28)$$

Na slici 7.35. i u tabeli 7.12. prikazani su podaci o srednjim sezonskim vrednostima temperatura povratnog voda za period grejnih sezona 2009/2010 – 2015/2016. godine.

Na slici 7.36. prikazana je zavisnost temperature povratnog voda $t_{w,ret}$ (°C) od vrednosti srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,mesečna}$ (°C). Određivanje temperature povratnog voda $t_{w,ret}$ (°C) u zavisnosti od srednje mesečne spoljne temperature $t_{sred,mesečna}$ (°C) je moguće izvršiti uz upotrebu izraza:

$$t_{w,ret} = 0,0184t_{sred,mesečes}^2 - 1,1665t_{sred,mesečes} + 56,391 \quad (8.29)$$

U toku istraživanja izvršena je obrada meteoroloških podataka i određene su vrednosti srednjih mesečnih temperatura u toku grejnih sezona u periodu od grejne sezone 2009/2010 – 2015/2016. godine, na osnovu vrednosti ovih temperatura određene su vrednosti temperatura povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C), koje su prikazane u tabeli 7.8. i na slici 7.67. Jednačine za izračunavanje temperatura su sledeće:

$$t_{w,su} = 20 + 50 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right)^{0,74} + 10 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right) \quad (8.30)$$

$$t_{w,ret} = 20 + 50 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right)^{0,74} - 10 \left(\frac{20 - t_{sd}}{23} \right) \quad (8.31)$$

Navedene korelacije su rezultat eksperimentalnih istraživanja i predstavljaju iskustveni podatak za oblast Autonomne pokrajine Vojvodine u Republici Srbiji.

Ugradnja kondenzacionog razmenjivača toplote je izvršena naknadno u kotlovsko postrojenje, kako je to predstavljeno na slici 7.26. Ostvareno povećanje energetske efikasnosti, u velikoj meri zavisi od režima rada kotlovskog postrojenja, i temperaturnog nivoa akumulacionih rezervoara za TPV. Ostvareno povećanje energetske efikasnosti za radni režim grejanja iznosi 2,2 – 6,3 (%), dok se u režimu pripreme TPV efikasnost

povećala u intervalu 4,5 – 9,4 (%). Ostvareni rezultati povećanja energetske efikasnosti su postignuti samo promenom temperature povratnog voda, bez uticaja na maseni protok radnog fluida u oba režima rada.

Ugradnja kondenzacionog razmenjivača toplote je izvršena naknadno u kotlovsko postrojenje, kako je to prikazano na slici 7.26. Ostvareno povećanje energetske efikasnosti, u velikoj meri zavisi od režima rada kotlovskog postrojenja, i temperaturnog novoa akumulacionih rezervoara za TPV. Ostvareno povećanje energetske efikasnosti za radni režim grejanja iznosi 2,2 – 6,3 (%), dok se u režimu pripreme TPV efikasnost povećava u intervalu 4,5 – 9,4 (%). Ostvareni rezultati povećanja energetske efikasnosti su postignuti samo variranjem temperature povratnog voda, bez uticaja na maseni protok radnog fluida u oba režima rada ($\dot{m}_w = const, \dot{m}_{flue} = const$).

Ostvarivanje procesa kondenzacije, i ukupna količina ostvarenog kondenzata prilikom ispitivanja predstavljena u tabelama 7.13. i 7.14. U radnom režimu grejanja ostvarena količina kondenzata je 34 – 112 (kg/h), dok se u režimu pripreme TPV ostvarena količina kondenzata nalazi u opsegu od 106 – 170 (kg/h). Maseni protok kondenzata $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/h) je prikazan na slikama 7.37. i 7.38.

Zavisnost specifičnog masenog protoka kondenzata $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/h) u radnim režimima zagrevanja sistema centralnog grejanja i sistema za pripremu TPV se može prikazati izrazima:

- za sistem centralnog grejanja,

$$\dot{m}_{kondenz} = 0,0008t_{w,ret}^5 - 0,1615t_{w,ret}^4 + 13,294t_{w,ret}^3 - 546t_{w,ret}^2 + 11228t_{w,ret} - 92039 \quad (8.33)$$

- za sistem pripreme TPV,

$$\dot{m}_{kondenz} = 0,01418t_{w,ret}^3 - 1,1347t_{w,ret}^2 + 31,514t_{w,ret} - 99,084 \quad (8.34)$$

Zavisnosti specifičnog masenog protoka kondenzata $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/h) od temperature povratnog voda kondenzacionog gasnog kotla $t_{w,ret}$ (°C) za režim rada grejanja i za radni režim pripreme TPV (uporedni prikaz) su predstavljene na slici 7.39.

Temperaturni profil kondenzacionog razmenjivača toplote prikazan je na slici 7.40. Zavisnosti temperaturnog profila od specifičnog masenog protoka kondenzata $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/h) mogu se izraziti jednačinama:

$$t_{flue,in} = 0,00006\dot{m}_{kondenz}^2 - 0,0508\dot{m}_{kondenz} + 154,08 \quad (8.35)$$

$$t_{flue,out} = 0,00007\dot{m}_{kondenz}^2 - 0,1068\dot{m}_{kondenz} + 74,853 \quad (8.36)$$

$$t_{w,ret} = -0,001\dot{m}_{kondenz}^2 + 0,0243\dot{m}_{kondenz} + 47,617 \quad (8.37)$$

Povećanjem specifičnog masenog protoka kondenzata $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/h) opadaju i vrednosti temperatura navedenih u temperaturnom profilu kondenzacionog razmenjivača toplote. Toplota koja se razmeni u kondenzacionom razmenjivaču toplote Q_{kond} (kJ/Nm³) je obrnuto srazmerna vrednostima odnosa specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-).

Za kondenzacionih razmenjivač toplote na kojem je izvršeno ispitivanje, vrednosti odnosa specifičnih masenih protoka se nalaze u opsegu $\dot{m}_w/\dot{m}_{flue} = 0,65 - 6,58$ (-). Ostvarena toplota u kondenzacionom razmenjivaču toplote je $Q_{kond} = 4.368,00 - 395,00$ (kJ/Nm³). Maksimalna ostvarena količina toplote je povezana sa minimalnom vrednošću $\dot{m}_w/\dot{m}_{flue} = 0,65$ (-). Funkcija zavisnosti prenosa toplote Q_{kond} (kJ/Nm³) od odnosa specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-), može se prikazati izrazom:

$$Q_{kond} = 34,559(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^3 - 322,33(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^2 + 12,281(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue}) + 4484 \quad (8.38)$$

Utvrđen je izraz koji predstavlja zavisnost specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/s), produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/s), i kondenzata $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/s), koji ima oblik:

$$\dot{m}_{kondenz} = -1,5039(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^3 + 23,845(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^2 - 125,16(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue}) + 240,5 \quad (8.39)$$

Vrednosti zapreminskog protoka prirodnog gasa Q_{NG} (Nm³/h) za postrojenje na kojem je izvršeno ispitivanje se nalaze u opsegu $Q_{NG} = 11,627 - 116,27$ (Nm³/h), i prikazane su na slici 7.43. Zavisnost zapreminskog protoka prirodnog gasa Q_{NG} (Nm³/h) od odnosa specifičnih masenih protoka radnog fluida \dot{m}_w (kg/h) i produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/h), \dot{m}_w/\dot{m}_{flue} (-), može se pretstaviti jednačinom:

$$Q_{NG} = -0,9846(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^3 + 14,416(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue})^2 - 74,866(\dot{m}_w / \dot{m}_{flue}) + 160,42 \quad (8.40)$$

Efikasnost gasnog kondenzacionog kotla η_{Hd} (%) u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), u režimu grejanja prikazana je na slici 7.44.

Krive efikasnosti za slučaj pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote na nekondenzacioni gasni kotao i za slučaj posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote na nekondenzacioni gasni kotao prikazane su na slici 7.44. Polje koje se nalazi između dve krive predstavlja zonu kondenzacije.

Pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote efikasnost η_{Hd} (%) se nalazila u opsegu $\eta_{Hd} = 89,4 - 91,6$ (%), nakon ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote, uz varijaciju temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret} = 38 - 48$ (°C), zabeležen je porast efikasnosti u granicama od $\eta_{Hd} = 91,6 - 97,9$ (%).

Matematičke interpretacije zavisnosti efikasnosti rada kondenzacionog kotla η_{Hd} od vrednosti temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), pre i posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote imaju sledeće oblike:

$$\eta_{Hd}(pre) = -0,001t_{w,ret}^4 + 0,1759t_{w,ret}^3 - 11,328t_{w,ret}^2 + 322,63t_{w,ret} - 3.335,7 \quad (8.41)$$

$$\eta_{Hd}(\text{posle}) = -0,002t_{w,ret}^4 + 0,351t_{w,ret}^3 - 22,87t_{w,ret}^2 + 658,5t_{w,ret} - 6.968 \quad (8.42)$$

Efikasnost gasnog kondenzacionog kotla η_{Hd} (%) u zavisnosti od temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), u režimu pripreme TPV predstavljena je na slici 7.45.

Prikazane su krive efikasnosti za slučaj pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote i posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote na nekondenzacioni gasni kotao.

Pre ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote efikasnost η_{Hd} (%) se nalazila u opsegu $\eta_{Hd} = 89,1 - 90,3$ (%), nakon ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote, uz varijaciju temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret} = 18 - 40$ (°C), zabeležen je porast efikasnosti $\eta_{Hd} = 93,6 - 99,7$ (%).

Zavisnost efikasnosti rada kondenzacionog kotla η_{Hd} od vrednosti temperature povratnog voda gasnog kondenzacionog kotla $t_{w,ret}$ (°C), pre i posle ugradnje kondenzacionog razmenjivača toplote može se predstaviti izrazima:

$$\eta_{Hd}(\text{pre}) = -0,00009t_{w,ret}^3 + 0,0048t_{w,ret}^2 - 0,094t_{w,ret} + 90,99 \quad (8.43)$$

$$\eta_{Hd}(\text{posle}) = 0,0009t_{w,ret}^3 - 0,0729t_{w,ret}^2 + 1,6826t_{w,ret} + 88,006 \quad (8.44)$$

Analizom opštih mera jačine povezanosti podataka čija je ispitivanje izvršeno, može se izvesti zaključak da se mera jačine povezanosti ispitivanih parametara kretala u granicama od $R^2=0,9161 - 1$. Mali broj ispitivanih parametara je imao koeficijent determinacije manji od $R^2=0,98$. Samo podaci predstavljeni na slikama 7.36. ($R^2=0,9161$) i 7.11 ($R^2=0,9291$) su imali nešto slabiju izraženu povezanost ispitivanih parametara u odnosu na ostale parametre.

Analizom su utvrđene jake veze između ostalih ispitivanih parametara, i kreirani su modeli sa značajnom osetljivošću na promenu ulaznih vrednosti ispitivanih parametara.

9. ZAKLJUČNO RAZMATRANJE

U skladu sa postavljenim ciljem istraživanja u okviru ove doktorske disertacije izvršena je analiza i definisanje modela kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja. Izvršena je identifikacija parametara (klimatskih, konstrukcionih, radnih i ekonomskih) kotla i njihov uticaj na ostvarivanje procesa kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja kod gasnih kondenzacionih kotlova. Posebna pažnja tokom sprovođenja istraživanja je posvećena elementima gasnih kondenzacionih kotlova kao što su: gorionik, komora sagorevanja, razmenjivač toplote, dimni trakt, dimnjak ili sistem za odvođenje produkata sagorevanja i pomoćni uređaji i oprema. Svi navedeni elementi su ispitani sa aspekta povećanja energetske efikasnosti gasnih kondenzacionih kotlova pri dinamičkim (promenljivim) uslovima rada.

Na osnovu postavljenog cilja, izvršenog istraživanja i analize dobijenih rezultata, može se zaključiti da postoje tri značajna parametara koji utiču na ostvarivanje procesa kondenzacije. Postizanje optimalnih rezultata u dinamičkim uslovima rada je moguće uz neophodno praćenje i po potrebi korekciju sledećih parametara:

1. maseni protok radnog fluida, \dot{m}_w (kg/s);
2. maseni protok produkata sagorevanja, \dot{m}_{flue} (kg/s) i
3. maseni protok kondenzata, $\dot{m}_{kondenz}$ (kg/s).

Uticajem na maseni protok vazduha potrebnog za sagorevanje \dot{m}_{air} (kg/s) i maseni protok goriva \dot{m}_{NG} (kg/s), moguće je izvršiti korekcije u pogledu masenog protoka produkata sagorevanja \dot{m}_{flue} (kg/s).

Istraživanje uticaja konstruktivnih parametara na pojavu procesa kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja imalo je za cilj smanjenje toplotnih gubitaka. Na efektivnost kondenzacionog razmenjivača toplote neposredan uticaj ima vrednost masenog protoka radnog fluida \dot{m}_w . Maseni protok vazduha potrebnog za sagorevanje \dot{m}_{air} i maseni protok goriva \dot{m}_{NG} imaju posredan uticaj na efektivnost kondenzacionog razmenjivača toplote. Izborom adekvatnog sistema za upravljanje radom kondenzacionog kotla na gas, povećava se koeficijent prenosa toplote sa produkata sagorevanja na radni fluid kotla u zoni kondenzacionog razmenjivača toplote. Na ovaj način je moguće uticati na efikasnost kondenzacionog kotla na gas, u cilju njenog povećanja u promenljivim radnim uslovima.

Faktori koji utiču na energetske efikasnost kondenzacionih kotlova na gas su brojni, ali se kao najuticajni mogu izdvojiti sledeći:

1. stepen opterećenja kotla K, P, x (-);
2. temperatura potisnog voda kotla $t_{w,su}$ (°C);
3. temperatura povratnog voda kotla $t_{w,ret}$ (°C);
4. strategija i način upravljanja radom kotla i
5. dimenzionisanje termotehničkih sistema.

Analiza postojećih kondenzacionih kotlova i elemenata koji se u ove kotlove ugrađuju je pokazala da na njihovu energetske efikasnost veoma značajan uticaj imaju: režim rada i toplotni gubici. Toplotni gubici u najvećoj meri zavise od geometrijskih karakteristika i upotrebljenog materijala za izradu pojedinih elemenata koji se ugrađuju u kondenzacione kotlove na gas. Postoje različite geometrijske izvedbe: gorionika, komora sagorevanja, kondenzacionih razmenjivača toplote i drugih elemenata koji se ugrađuju u kondenzacione gasne kotlove. U zavisnosti od izbora elemenata može se značajno uticati na efikasnost kondenzacionog gasnog kotla.

Nije moguće konstruktivne parametra posmatrati odvojeno od radnih parametara, ni obrnuto, jer su osobine jednih i drugih čvrsto povezane zakonima njihove međusobne interakcije.

Povećanje efikasnosti nekondenzacionih kotlova kod kojih je gorivo prirodni gas, moguće je ostvariti i naknadnom ugradnjom kondenzacionog razmenjivača toplote, koji ima mogućnost oduzimanja latentne toplote vezane za vlažne produkte sagorevanja u procesu njihove kondenzacije. Prepreke za naknadnu ugradnju u sistem za odvođenje produkata sagorevanja nisu velike i inženjerskim metodama se uspešno rešavaju. Razmenjivači toplote koji su izrađeni od čelika legiranim hromom, zbog svoje lakoće izrade, dostupnosti materijala, i cene u potpunosti odgovaraju svim zahtevima za naknadnu ugradnju kod nekondenzacionih gasnih kotlova. Životni vek, otpornost na agresivni kondenzat i pojavu korozije, preporučuju ovu vrstu materijala za izradu kondenzacionih razmenjivača toplote kod gasnih kotlova.

Optimalna radna temperatura za upotrebu kondenzacionih razmenjivača izrađenih od čelika legiranih hromom je oko 50 (°C). Upotreba radnog medijuma sa niskom temperaturom na ulazu - hladna voda temperature 10 (°C) omogućava postizanje maksimalnih rezultata u pogledu uštede energije, i povećanja efikasnosti rada kondenzacionog gasnog kotla.

Ugradnjom kondenzacionog razmenjivača toplote ostvareno je povećanje energetske efikasnosti, koje u velikoj meri zavisi od režima rada kotlovskog postrojenja, i temperaturnog nivoa akumulacionih rezervoara TPV. Ostvarena su povećanja energetske efikasnosti:

- za radni režim grejanja u iznosu od 2,2 – 6,3 (%) i
- za radni režim zagrevanja TPV u iznosu od 4,5 – 9,4 (%).

Upotrebom kondenzacione tehnologije ostvarene su sledeće količine kondenzata pri relanim, dinamičkim (promenljivim) uslovima rada:

- za radni režim grejanja ostvarena je količina kondenzata od 34 – 112 (l/h); i
- za radni režim zagrevanja potrošne vode ostvarena je količina kondenzata od 106 – 170 (l/h).

Naučni doprinos istraživanja ogleda se u mogućnostima povećanja energetske efikasnosti kondenzacionih i nekondenzacionih kotlova na gas. Izrađeni su modeli za povećanje energetske efikasnosti kondenzacionih gasnih kotlova u dinamičkim uslovima rada u zavisnosti od uticajnih parametara. Uočeni su i sistematizovani uticajni parametri, i određena njihova međusobna zavisnost, interakcija i uticaj na povećanje energetske efikasnosti kondenzacionih kotlova na gas.

Praktični značaj istraživanja je doprinos povećanju energetske efikasnosti kondenzacionih i nekondenzacionih kotlovskih postrojenja, koji se nalaze u praktičnoj

primeni. Regulacijom odgovarajućih masenih protoka, temperatura i drugih bitnih parametara koji su uočeni u ovoj doktorskoj disertaciji moguće je povećati energetska, odnosno termodinamičku efikasnost kondenzacionog ili nekondenzacionog gasnog kotla, određene konstrukcije. Energetska efikasnost ovih sistema se kreće od 88 - 99 (%). Energetska efikasnost u velikoj meri zavisi od masenog protoka i kvaliteta gasnog goriva, temperature povratnog voda radnog medijuma kotla, temperature okoline, masenog protoka radnog fluida kotla i masenog protoka produkata sagorevanja. Moguće je u posmatranom trenutku rada ostvariti najvišu moguću efikasnost konkretnog gasnog ložišta – gasnog kondenzacionog kotla, uz upotrebu savremenih materijala i elemenata za kontrolu i upravljanje radom gasnog kondenzacionog kotla. Neophodno je da se u realnom vremenu vrši usklađivanje dinamičkih i eksploatacionih karakteristika gasnog ložišta sa dinamičkim uslovima rada i realnim potrebama potrošača toplotne energije. Samo se na ovaj način može obezbediti viša energetska efikasnost konkretnog kotla u realnim, dinamičkim uslovima rada, čime je potvrđena postavljena hipoteza.

Društveni doprinos se ogleda u mogućnostima efikasnije primene kotlovskih postrojenja koja upotrebljavaju prirodni gas kao gorivo, na taj način se smanjuju emisija štetnih produkata sagorevanja u okolinu i doprinosi očuvanju životne sredine, ali i postižu značajni ekonomski efekti u smislu uštede novca i materijalnih resursa.

10. PREDLOG DALJIH ISTRAŽIVANJA

Na osnovu sprovedenih istraživanja u ovoj doktorskoj disertaciji, a u skladu sa zaključcima, buduća istraživanja mogu biti usmerna na ispitivanje:

- novih režima rada kondenzacionih gasnih kotlova,
- geometrijskih oblika gorionika, ložišta i razmenjivača toplote,
- načina upravljanja radom gasnih kondenzacionih kotlova i
- upotrebe novih materijala za izradu elemenata koji se ugrađuju u kondenzacione gasne kotlove.

Geometrijska konfiguracija kondenzacionog razmenjivača toplote predstavlja otvoreno polje za dalja istraživanja. Potrebno je nastaviti sa ispitivanjem identifikovanih parametara simulacionim i eksperimentalnim modelima.

Istraživanje gasnih gorionika od keramičkih i metalnih materijala koji ostvaruju značajna termička opterećenja na malim jedinicama površine mogu biti jedan od pravaca budućih istraživanja.

11. LITERATURA

- [1] Adamović, Ž., i Petrović, Lj., 2004, Osnovni pristup održavanju gasnih kotlova, Tehnička dijagnostika, 2003, vol. 2, br. 3, str. 35-39
- [2] Aganović, A., 2013, Analysis of dynamical behaviour of the boiler room at Mechanical Faculty in Sarajevo in standard exploitation conditions, Master thesis, NTNU-Trondheim Norwegian University of Science And Technology
- [3] Aranda, E., Frye, M., i Qian, C., 2007, Model development, state estimation, and controller design of a nonlinear utility boiler system, Industrial Technology, ICIT. IEEE International Conference on Digital Object Identifier: 10.1109/ICIT.2008.4608412, pp. 1- 6
- [4] Araneo, L., Coghe, A., Cozzi, F., Olivani, A., i Solero, G., 2006, Natural Gas Burners for Domestic and Industrial Appliances. Application of the Particle Image Velocimetry (PIV), Technique Volume 112 of the series Topics in Applied Physics, pp 245-257
- [5] ASHRAE, 2008, Boilers, in Boilers: ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc, Atlanta, GA
- [6] Ayhan, B., Demirtas, C., 2001, Investigation of Turbulators for Fire Tube Boilers Using Exergy Analysis, Turk J Engin Environ Sci25, 249 - 258.
- [7] Balanescu, D.T., Hritcu, C. E., Talif, S. G., 2009, Diagnosis of a Domestic Hot Water Preparation System Consisting of a 24 kW Wall Mounted Boiler and an 80 L Water Tank, Asociatia Generala a Inginerilor din Romania, Revista Termotehnica 2/2009
- [8] Barrosa, J. P., Azevedo, J.L.T., Monteiro, L., 2014, Effect of relative humidity in the efficiency of condensing gas water heater appliance, Applied Thermal Engineering, Volume 65, Issues 1–2, April 2014, Pages 66–73
- [9] Bertagnolio, S., Lemort, V., Lebrun, J., 2008, Development of a simplified building-HVAC system model with the help of an engineering equation solver. Seminar: Use of equation solvers for simulation. Chair: M.Wetter, LBNL, Berkeley, CA. Sponsor: TC4.7 Energy Calculations.
- [10] Berthold, G., Dotti, M., Barozzi, L., Wijkmans S., Baraldi, E., Giglioli, M., Lugli, S., i Mach, W., 2016, The Application of Radiant Burners in the Gas Heating Industry, Worgas bruciatori, Formigine (MO), Italy
- [11] Bonaros, V., Gelegenis, J., Harris, D., Giannakidis, G., i Zervas, K., 2013, Analysis of the Energy and Cost Savings Caused by Using Condensing Boilers for Heating Dwellings in Greece, International Conference on Applied Energy ICAE 2013, Jul 1-4, Pretoria, South Africa Paper ID: ICAE2013-529
- [12] Bootsma, D., Meijnen, A. J., 1992, Developments in Modulating Combustion Systems for Domestic Central Heating Boilers, Preprints 1992. International Gas Research Conf., Orlando Florida, November 1992
- [13] Bordbar, M.H., i Hyppänen, T., 2007, Modeling of Radiation Heat Transfer in a Boiler Furnace, Adv. Studies Theor. Phys., Vol. 1, 2007, no. 12, 571 – 584

- [14] BRESCU, 1996, General Information Report No. 40, Heating Systems and their Control, Energy Efficiency Best Practice Programme, DETR, the UK
- [15] Brkovic, M., Radovanovic, Lj., Desnica, E., Pekez, J., and Adamovic, Z., 2015. Analysis of Loss Reduction in Natural Gas Transportation and Distribution, *Energ. Source. B.* 10: 214-222.
- [16] Che, D., Liu, Z., and Gao, Y., 2004, Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler, *Energy Conversion and Management* 45 3251–3266
- [17] Conte, G., Cesaretti M., i Scaradozzi, D., 2006, Combustion control in domestic boilers using an oxygen sensor”, *Control and Automation, MED '06. 14th Mediterranean Conference, 2006*, pp. 1-4.
- [18] Dragičević, S., Bojić, M., 2003, Optimization of a Steam Boiler Using by Linear Programming Method, *Scientific Journal «Facta Universitatis», Series: Mechanical Engineering, Vol. 1, No. 10*, pp. 1407-1414, ISSN 0354-2025
- [19] Field, A. A., 1974, Reclaiming latent heat in flue gases, *Heating, Piping and Air Conditioning*, October 1974, pp. 85 – 90
- [20] Hanby, V.I., i Li, G., 2006, Modeling the Thermal and Emissions Performance of Commercial Boilers, *International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research* 3(2): 101–111 (Four zone model – heat transfer, condensing regime, formation of NO_x and CO, internal and external flue gas recirculation, gas to oil change)
- [21] Hanby, V. I., 2007, Modelling the performance of condensing boilers,” *Journal of the Energy Institute*, vol. 80, pp. 229-231
- [22] Hargreaves, K. J. A., and Patterson, M. C., 1986, *Advanced Combustion Systems for High Efficiency Domestic Appliance*, Preprints 1986, Int. Gas Research Conf., Toronto, September 1986
- [23] Hazell D. D., 2011, *Modeling and Optimization of Condensing Heat Exchangers for Cooling Boiler Flue Gas*, Ph.D.Dissertation, Lehigh University
- [24] Hindin, B., 1988, *Bibliography on Design for Corrosion Resistance in Gas Appliances with Emphasis on Condensing Heat Exchanger*, Gas Appliances Technology Center, January 1988, GRI-88/0010 548-552
- [25] Ivanović, V., 2005, Reliable Simple Zonal Method of the Furnace Thermal calculation, *Thermal Science* Vol. 9 (2005), No. 2, pp. 45-55
- [26] Jovanović, J., 2008, *Periodični pregled unutrašnjih gasnih instalacija – gradskih toplana i energetske kotlarnice kroz regulativu i praksu*, Čigoja štampa, Beograd
- [27] Kovačević, M., 2001, *Optimizacija procesa sagorevanja na primeru gasnih zidnih kotlova po JUS-u tip B i tip C*, Specijalistički rad, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin
- [28] Kovačević, M., 2004, *Energetska efikasnost gasnih kotlova u domaćinstvima, Upravljanje potrošnjom energije i fluida*, 25 – 26. jun 2004. godine, Vrnjačka Banja
- [29] Kovačević, M., 2006, *Povećanje efikasnosti gasnih kotlova snage 15 – 50 (kW) korišćenjem gornje toplotne moći goriva*, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, magistarski rad

- [30] Kovačević, M., i Tasić, I., 2006, Povećanje efikasnosti rada parnog blok-kotla ugradnjom rekuperativnog razmenjivača toplote, Energetske tehnologije, Naučno-stručni skup Vrnjačka Banja, 19 – 20. maj 2006. godine
- [31] Kovačević, M., Jovičin, B., 2006, Primena kondenzacionih kotlova u postojećim sistemima centralnog grejanja, Energetske tehnologije, Naučno-stručni skup Vrnjačka Banja, 19 – 20. maj 2006. godine
- [32] Kovačević, M., i Grbić, J., 2007, (Ne) Održavanje parnih kotlova, Energetske tehnologije, 30. oktobar – 1. novembar 2007. godine, Vrnjačka Banja
- [33] Kovačević, M., i Grbić, J., 2007, Ključni parametri za povećanje energetske efikasnosti gasnih kotlova, Energetske tehnologije, 30. oktobar – 1. novembar 2007. godine, Vrnjačka Banja
- [34] Kovačević, M., 2008, Izveštaj o učešću u projektu - Povećanje energetske efikasnosti u kompleksu Specijalne bolnice Rusanda u Melencima
- [35] Kovačević, M., Lambić, M., 2014, Ugradnja razmenjivača toplote u sistem za odvođenje produkata sagorevanja kod konvencionalnih gasnih kotlova, Zbornik radova Naučnog foruma F15: Menadžment, Inovacije, Razvoj - sa tematskom konferencijom „Energetske tehnologije“, 27 – 28. novembar 2014. godine, Vrnjačka Banja
- [36] Kovačević, M., 2014, Uticajni parametri procesa kondenzacije kod gasnih kondenzacionih kotlova, Energetske tehnologije, 2014, vol. 11, br. 4, str. 15-21
- [37] Kovačević, M., Lambić, M., 2014, Analiza konstrukcionih i energetskih karakteristika gasnih kondenzacionih kotlova, Energetske tehnologije, 2014, vol. 11, br. 4, str. 22-28
- [38] Kovačević, M., Lambić, M., 2016, Simulacioni model gasnog kondenzacionog kotla, Energetske tehnologije, 2016, vol. 13, br. 2, str. 42-48
- [39] Kovačević, M., 2016, Modelovanje parametara sistema za kondenzaciju vlažnih produkata sagorevanja kod kondenzacionih gasnih kotlova, Energetske tehnologije, 2016, vol. 13, br. 2, str. 49-55
- [40] Kovačević, M., 2016, Upravljanje radom gasnog kondenzacionog kotla, Zbornik radova, Menadžment, Inovacije, Razvoj – Upravljanje i tehnologije, 19 – 20. maj 2016. godine, Vrnjačka Banja
- [41] Kovačević, M., Lambić, M., 2016, Zona produkata sagorevanja kod gasnog kondenzacionog kotla, Zbornik radova, Menadžment, Inovacije, Razvoj – Upravljanje i tehnologije, 19 – 20. maj 2016. godine, Vrnjačka Banja
- [42] Kovačević, M., Lambić, M., Radovanović, Lj., Kucora, I., i Ristić, M., 2016, Measures for Increasing Consumption of Natural Gas, Energy Sources Part B: Economics, Planning, and Policy, (UESB-2016-0085; DOI: 10.1080/15567249.2016.1179359), Laramie, USA
- [43] Kovačević, M., Lambić, M., Radovanović, Lj., Pekez, J., Ilić, D., Nikolić, N., i Kucora, I., 2016, Increasing the efficiency by retrofitting gas boilers into condensing heat exchanger, (UESB-2016-0089; DOI number: 10.1080/15567249.2016.1188182), Larmie, USA

- [44] Koot, M., Schweitzer, J. de Wit, J., Paulsen, O., 1994, Annual efficiency calculation - A comparison between various methods IGU/E4 1994
- [45] Kozić, Đ., Vasiljević, B., i Bekavac, V., 1999, Priručnik za termodinamiku u jedinicama SI sistema, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet Beograd
- [46] Krik, W.B., 1974, Current Activity in Appliance Design, Proc. 3rd Conf. on Natural Gas Research and Technology, Dallas, March 1974
- [47] Kucora, I., Radovanovic, Lj., Milošević, D., Vulović, S., Kovačević, M., Otić, G., Adamović, Ž., 2016, Increasing Safty of Power Plant Using a New Model of Reliability, Energy Sources Part B: Economics, Planning, and Policy, (UESB-2016-0082; DOI: 10.1080/15567249.2016.1185481), Laramie, USA
- [48] Kwangkook J., 2008, Condensation of Water Vapor and Sulfiric Acid in Boiler Flue Gas, Ph.D.Dissertation, Lehigh University
- [49] Lambić M., 1998, Termotehnika sa energetikom, Univerzitet u Novom Sadu, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin
- [50] Lambić M., (2009), Energetske tehnologije – doprinos smanjenju zagađenja životne, 1st Ecological Safety in Post-Modern Environment, 26 – 27 Jun 2009, Banja Luka, RS, BiH
- [51] Lambić, M., i Kovačević, M., 2003, Korišćenje gornje toplotne moći kod gasnih kotlova – opšti podaci, DIT Zrenjanin, 2002/2003, br. 19/20, str. 7 – 14
- [52] Lambić, M., i Kovačević, M., 2003, Analiza potrošača prirodnog gasa na teritoriji Republike Srbije, DIT Zrenjanin, 2003, br. 21/22, str. 18 – 23
- [53] Lambić, M., i Kovačević, M., 2004, Izveštaj o radu na naučno-istraživačkom projektu Nacionalnog programa povećanja energetske efikasnosti 412 – 4B, Racionalizacija potrošnje energije prirodnog gasa u kotlovski postrojenjima iskorišćenjem gornje toplotne moći prirodnog gasa, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin
- [54] Lambić, M., i Kovačević, M., 2003, Merenje karakterističnih veličina gasnih kotlova u domaćinstvu - opšti podaci, Tehnička dijagnostika, 2003, vol. 2, br. 4, str. 37-43
- [55] Lambić, M., i Kovačević, M., 2003, Sistemski pristup racionalnoj potrošnji fluida i energije u hidropneumatskim sistemima, OMO Simpozijum, 10-11. mart 2003. godine, Vrnjačka Banja
- [56] Lambić, M., i Kovačević, M., Pekez, J., 2003, Pojava kondenzacije kao pokazatelj neregularnosti rada nekondenzacionih gasnih kotlova, OMO, 28-29. jun 2003. godine, Niška Banja
- [57] Lambić, M., i Kovačević, M., 2003, Analiza ložišta gasnih zidnih kotlova – sa aspekta postizanja kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja, Udruženje za gas Jugoslavije, Naučno-stručni skup Vrnjačka Banja, 22 – 25 jun 2003. godine
- [58] Lambić, M., i Kovačević, M., 2004, Postizanje kondenzacije vlažnih produkata sagorevanja kod nekondenzacionog gasnog kotla „Mikoterm“ WEX 22S, Udruženje za gas Jugoslavije, Međunarodni simpozijum, Beograd, 14 – 17 jun 2004. godine
- [59] Lavigne, M., 2010, Numerical Simulations of Condensing Heat Exchangers with Oxyfuel Flue Gas, Thesis, Lehigh University

- [60] Lazzarin, R. M., 2012, Condensing Boilers in buildings and plants refurbishment, Elsevier –Energy and Buildings, Volume 47, Pages 61-67.
- [61] Lebrun, J., Bourdouxhe J. P., and Grodnet, M., 2000, HVAC1 Toolkit, ASHRAE: Atlanta, GA (Three-zone model, heat transfer)
- [62] Lemort, V., Rodríguez, A., and Lebrun, J., 2008, IEA SHC Task 34 / ECBCS Annex 43 Subtask D: Mechanical Equipment and Control Strategies Simulation of HVAC Components with the Help of an Equation Solver Faculté des Sciences Appliquées, Département d’Aérospatiale et de Mécanique, Laboratoire de Thermodynamique, LIEGE (Belgium)
- [63] Lee, C. E., Kum, S. M., Jeong, Y. S., 2001, A Study on the Development of Low NO_x Condensing Gas Boiler(I) –Design of Cylindrical Multi-hole Premixed Burner, Transactions of the Korean Society of Mecanical EGINEERS B, January 2001
- [64] Lee, C. E., Kum, S. M., Jeong, Y. S., 2001, A Study on the Development of Low NO_x Condensing Gas Boiler(II) -Design of Heat Exchanger and Performance of Boiler, Transactions of the Korean Society of Mecanical EGINEERS B, January 2001
- [65] Lee, K., Jong-Min K., Yu, B., Lee, C., i Lee, S., 2013, Effect of various gas compositions on gas interchangeability and combustion characteristics for domestic appliances Journal of Mechanical Science and Technology 27 (4) (2013) 1191-1201
- [66] Lee P. H., and Hwang S. S., 2013, Formation of Lean Premixed Surface Flame Using Porous Baffle Plate and Flame Holder, Journal of Thermal Science and Technology, January 2013
- [67] Li J., Xiaoping L., Sun, j., Peng X., 2002, An experimental study on latent heat recovery of exhaust wet flue gas, Journal of Thermal Science, May 2002, Volume 11, Issue 2, pp 144-147
- [68] Liao, Z., i Parand, F., 2002, A Dynamic Model of Commercial Gas and Oil Burned Boilers. Proceedings of Conference on Advanced Building Technology, November 2002, Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong.
- [69] Lutz, J., Dunham-Whitehead, C., Lekov, A., i McMahon J., 2004, Modeling Energy Consumption of Residential Furnaces and Boilers in U.S. Homes, Energy Analysis Department Environmental Energy Technologies Division Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California, February 2004, U.S. Department of Energy, under Contract No. DE-AC03-76SF00098.
- [70] Makaïre, D., i Ngendakumana, P., 2008, MODELLING OF A DOMESTIC GAS-FIRED CONDENSING BOILER, presented at 30th TLM - IEA ENERGY CONSERVATION AND EMISSIONS REDUCTION IN COMBUSTION, Capri, Italy
- [71] Makaïre, D., Ngendakumana, P., 2010, Thermal performances of condensing boilers 32nd TLM - IEA Energy Conservation and Emissions Reduction in Combustion July 24-29, 2010 – Japan (Nara)
- [72] Mattarelli, A., Piva, S., 2014, EN 15316 Calculation methods for the generation sub-system: the influence of input data on the results, 68th Conference of the Italian Thermal Engineering Association, ATI2013, Energy Procedia 45 (2014) 473 – 481

- [73] Masy, G., i Lebrun, J., 2014, Modelling of Residential Buildings and Heating Systems, 9th International Conference on System Simulation in Building, SSB 2014 Liege, December 10-12, 2014
- [74] Mauro, A., Maiorino, A., Aprea, C., 2016, The ultramodulating gas boiler as an opportunity for domestic energy saving, International Journal of Ambient Energy, DOI: 10.1080/01430750.2016.1144524
- [75] Menićanin, A., 2008, Analiza osnovnih karakteristika trodimenzionalnog anamometra sastavljenog od debeloslojnih segmentnih termistora, Magistarska teza, Interdisciplinarne studije, Fakultet za fizičku hemiju Beograd i Elektrotehnički fakultet Beograd
- [76] Mihajlov, N., Pešenjanski, I., 2009, Gasifikacija kotlarnice za snabdevanje toplotnom energijom stambenog bloka HEMOGRAD u Vršcu, Zbornik radova Fakulteta tehničkih nauka, Novi Sad, Vol 24, br. 9 str. 2673 - 2676
- [77] Mitchell, P., 2008, Central Heating: Installation, Maintenance and Repair, 1st ed. London: Brailsford Press
- [78] Morisot, O., 2000, Modèle de batterie froide à eau glacée adapté à la maîtrise des consommations d'énergie en conception de bâtiments climatisés et en conduite d'installation, vol. Thèse de doctorat: Ecole des Mines de Paris
- [79] Nitschke-Kowsky, P., Wessing, W., 2012, Impact of hydrogen admixture on installed gas appliances, 2012 World Gas Conference, Kuala Lumpur, Malaysia
- [80] Näslund, M., A Calculation method for the Prediction of Part-Load Efficiency of Domestic Gas Boiler, Swedish Gas Association Annual Meeting, September 1993
- [81] Perković, L., Baburić, M., Priesching, P., i Duić, N., 2009, CFD Simulation of Methane Jet Burner, Proceedings 4th European Combustion Meeting, Vienna, Austria
- [82] Perrin, M., Garnaud, A., Lasagni, F., Hasko, S., Fairweather, M., Levinsky, H., Rolon, J.C., Martin, J.P., Soufiani, A., Volpp, M., Dreier, T., i Lindsted, R.P., 1999, Tools and Methodologies for Natural Gas Domestic Burner and Boiler Design, Appliance – European Edition, November 1999
- [83] Persson, T., Fiedler F., i Nordlander, S., 2012, Methodology for identifying parameters for the TRNSYS model Type 210 -wood pellet stoves and boilers, Solar Energy Research Center, Hogskolan Dalarna, Borlänge
- [84] Peeters, L., Van der Veken, J., Hens, H., Helsen, L., D'haeseleer, W., 2007, Sizing of boilers for residential buildings, Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors
- [85] Popović, O., Bogner, M., Simonović, A., i Stupar, S., 2012, O dimnjacima, ETA, Beograd
- [86] Pravilnik o energetske efikasnosti zgrada, 2011, „Službeni glasnik“ Republike Srbije 61/2011, Beograd
- [87] Rączka, P. and Wójs K., 2014, Methods of Thermal Calculations for a Condensing Waste-Heat Exchanger, Chemical and Process Engineering 2014, 35 (4), 447-461
- [88] Rado, L., 1976, Die "Totale Energienutzung" 100% Wirkungsgrad? Die Brennwertnutzung bei gasgefeuerten von Warmeerzeugern, Gas Wärme International, 25 (1976), No. 7/8, pp. 378-382

- [89] Radojković, N., Ilić, G., Stevanović, Ž., Vukić, M., Mitrović, D., i Vučković, G., 2003, Experimental Study on Thermal and Flow Process in Shell and Tube Heat Exchangers - influence of baffle cut on heat exchange efficiency - Facta Universitatis Series: Mechanical Engineering Vol. 1, No 10, 2003, pp. 1377 – 1384
- [90] Radojković, N., Ilić, G., Stevanović, Ž., Vukić, M., Mitrović, D., i Vučković, G., 2001, Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers by Using CFD Technique – Part One: Thermo-Hydraulic Calculation, Facta Universitatis Series: Mechanical Engineering Vol.1, No 8, 2001, pp. 1091 – 1105
- [91] Rae, P.J., i Brown, E.N., 2005, The Properties of poly(tetrafluoroethylene) (PTFE) in Tension. Polymer, Vol. 46.
- [92] Rapaić, S., 2009, Tržište energenata u Evropskoj uniji i interesi Srbije, Vol. LXI, br. 4, str. 515-535 Izvorni naučni rad, Novembar 2009.
- [93] Rawe, R., i Schultz, K., 1990, Strahlungs – und Bereitschaftsverluste von Gasgeräten neue Forschungsergebnisse, gwf – Gas/Erdgas, 131 (1990) No. 10/11, pp 507 – 514
- [94] Ritter, H., i Benke, G., 2000, E.V.A., Natural gas for domestic appliances in Austria - Future perspectives and the potential of energy efficient technologies the Austrian Energy Agency, SAVE-Conference Energy Efficiency in Household Appliances and Lighting in Naples/Neapel, Italy (27-29 Sep. 2000)
- [95] Riff, C., 2004, Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling, Department of Chemical Engineering at University of Illinois-Chicago
- [96] Richalet, J., Darure, T., i Mallet, J., 2014, Predictive Functional Control of counter current heat exchangers Preprints of the 19th World Congress The International Federation of Automatic Control Cape Town, South Africa. August 24-29, 2014
- [97] Riveros, J. V. Z., 2009, Efficient heating: Taking into account the working temperatures, Semester Project, EEH Power Systems Laboratory, Swiss Federal Institute of Technology (ETH) Zurich
- [98] Rosa, L., and Tosato, R., 1984, Flue gas conditioning in gas-fired condensing boilers to avoid water vapor condensing in flue ducts. In: Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, p. 985–90.
- [99] Searl, M. and Alen, C. G., 1986, Development and Evaluation of High Efficiency Boiler, Preprints 1986, Int. Gas Research Conf., Toronto, September 1986
- [100] Shah, R.K., i London A.L., 1971, Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts A Summary of Analytical Solutions, Department of Mechanical Engineering Stanford University, Stanford, California, November, 1971.
- [101] Sigenthaler, J., 2010, Modern hydronic heating: for residential and light commercial buildings, Clifton Park, N.Y. : Delmar Learning
- [102] Simani, S., i Beghelli, S., 2007, PID controller design application based on boiler process model identification, Decision and Control, 46th IEEE Conference, Digital Object Identifier:10.1109/CDC.2007.4434092 , pp. 1064-1069
- [103] Spiegelhauer, B., Persson, P., i Kildsig, M., 2000, A Study of Corrosion in Balanced Flues Depending on Operation Conditions, Danish Gas Technology Centre

- [104] Starikowskij, A., Skoblin, M., and Hammer, T., 2008, Influence of Weak Electric Fields on the Flame Structure, 20th Journées d'Études, 6-8 May 2008, Ghent, Belgium
- [105] Stevens, R. L., and Morgan, G.C., 1986, Materials for High Efficiency Appliance, Preprints 1986, Int. Gas Research Conf., Toronto, September 1986
- [106] Stoecker, W.F., 1975, Procedures for simulating the performance of components and systems for energy calculations, ASHRAE: New York, USA, Curve fit of efficienci vs load factor
- [107] Šunić, M., i Darmopil, Ž., 1999, Efikasnost plinskih sustava i sigurnost uporabe plina, Energetika marketing, Zagreb
- [108] Šunić, M., 2002, Eksplozije plinova (uvjeti-priroda-posljedice-onemogućavanje), Bauer grupa, Sombor
- [109] Terhan, M., i Comakli K., 2016, Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas, Applied Thermal Engineering 100 (2016) 1007–1015
- [110] Thompson, R., 1983. Condensing flue gas water vapor: another way to cut your fuel bill, Power, 27:79–82
- [111] Todorović, B., 2005, Projektovanje postrojenja za centralno grejanje, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet Beograd
- [112] Todorović, M., 2013, Energetska efikasnost sistema grejanja i klimatizacija, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet Beograd
- [113] Tolmac, J., Josimovic, Lj., Prvulovic, S., Cvejic, R., Radovanovic, Lj., Blagojevic Z., and Brkic, M., 2016. Results of research energetic and economic efficiency of the use of biomass for heating agricultural farm, Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy, 11: 96–101
- [114] Tolmač, D., Prvulović, S., Lambić, M., Petrović, Lj., 2000, Racionalno korišćenje otpadne toplote u kotlovima sa prirodnim gasom, (UDK 620.9+662.99), časopis Procesna Tehnika, br.1, str.(142-145), SMEITS, Beograd
- [115] Tolmač, D., Prvulović, S. Lambić, M., Adamović, Ž., 2003, Analiza mogućnosti korišćenja otpadne toplote i razvoj rekuperatora za ugradnju na postojećim kotlovskim postrojenjima, (UDK 621.181.001.573), časopis Procesna Tehnika, br.1, str.(130-134), SMEITS, Beograd, 2003. (YU ISSN 0352-678X).
- [116] White, A. S., 2010, Simulation of Domestic Boiler Control, International Journal of Simulation - Systems, Science & Techno, Vol. 11 Issue 4, p22
- [117] Xuan, W., i Liao, Z., 2015, A Simulation Study on the Energy Efficiency of Gas-Burned Boilers in Heating Systems, International Journal of Energy and Power Engineering, 2015; 4(6): 327-332 Published online December 5, 2015, DOI: 10.11648/j.ijepe.20150406.11 ISSN: 2326-957X (Print); ISSN: 2326-960X (Online)
- [118] Xuan, W., i Liao, Z., 2015, An Experimental Study on the Energy Efficiency of Gas-Burned Boilers in Heating Systems, Engineering, IJSR – INTERNATIONAL JOURNAL OF SCIENTIFIC RESEARCH, Volume:4, Issue:11, November 2015, ISSN No 2277-8179, 267-269

- [119] Ziemele, J., Blumberga, D., Talcis, N., i Laicane, I., 2012, Industrial Research of Condensing Unit for Natural Gas Boiler House, Environmental and Climate Technologies, 2012 / 10
- [120] Zrnić, S., 1978, Grejanje i klimatizacija, Naučna knjiga, Beograd

Linkovi

- [1] PVGIS, <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps3/pvest.php>
[Accessed 15 February 2016].
- [2] Energy Systems Research Units, Development of a methodology for the Evaluation of Domestic Heating Control, University of Strathclyde
http://www.esru.strath.ac.uk/Documents/07/BRE_E02_040707.pdf
[Accessed 28 February 2016].
- [3] GIANNONI, <http://giannoni.fr>, [Accessed 4 May 2016].
- [4] (<http://www.rgf.bg.ac.rs/predmet/RO/VII%20semestar/Sagorevanje/Predavanja/07Prostiranje%20plamena%20u%20gasovima.pdf>),
[Accessed 7 May 2016].
- [5] Treaty establishing the Energy Community (TEEC), 2006.
<http://www.aers.rs/FILES/MedjunarodniPropisiISporazumi/962-06-cir.pdf>
[Accessed 21 Mart 2016].
- [6] National Strategy of the Republic of Serbia to approximate environmental, 2011
<http://www.misp-serbia.rs/uploads/2010/05/EAS-Strategija-SRP-FINAL.pdf>
[Accessed 4 Mart 2016].
- [7] Directive 2010/75/EU, (IED), 2010. Industrial emissions (integrated pollution prevention and control)
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=CELEX:32010L0075>
[Accessed 15 Mart 2016].
- [8] Guide to the Europe 2020 Strategy, (GEUS), 2011.
<http://www.mpn.gov.rs/wp-content/uploads/2015/08/EU-2020.pdf>
[Accessed 17 Mart 2016].