Razvoj metode rješavanja problema kondenzacije u niskotemperaturnom toplovodnom kotlu

Malinovec Puček, Marina

Doctoral thesis / Disertacija

2009

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:916184

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-24**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

RAZVOJ METODE RJEŠAVANJA PROBLEMA KONDENZACIJE U NISKOTEMPERATURNOM TOPLOVODNOM KOTLU

DOKTORSKI RAD

Mentor:

Prof.dr.sc. SREĆKO ŠVAIĆ

Mr.sc. MARINA MALINOVEC PUČEK

ZAGREB, 2009.

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK:	662.982:536.2:662.61:519.876.5
Ključne riječi:	niskotemperaturni kotao, sprječavanje kondenzacije dimnih plinova, izmjena topline u kotlu, numerička simulacija rada kotla, Fluent, turbulentno nepredmiješano izgaranje, mjerenja
Znanstveno područje:	TEHNIČKE ZNANOSTI
Znanstveno polje:	Strojarstvo
Institucija u kojoj je rad izrađen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu
Mentor rada:	Prof.dr.sc. SREĆKO ŠVAIĆ
Broj stranica:	279
Broj slika:	175
Broj tablica:	41
Broj korištenih bibliografskih jedinica:	66
Datum obrane:	24. 03. 2009.
Povjerenstvo:	Prof.dr.sc. SREĆKO ŠVAIĆ (FSB, Zagreb) Prof.dr.sc. MLADEN ANDRASSY (FSB, Zagreb) Prof.dr.sc. ŽELJKO BOGDAN (FSB, Zagreb) Prof.dr.sc. NEVEN DUIĆ (FSB, Zagreb) Prof.dr.sc. BERNARD FRANKOVIĆ (Tehnički fakultet, Rijeka)
Institucija u kojoj je rad pohranjen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu

ZAHVALE

Ovaj rad nastao je na Katedri za termodinamiku, toplinsku i procesnu tehniku Fakulteta strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu.

Iskreno se zahvaljujem mentoru Prof.dr.sc. SREĆKU ŠVAIĆU, koji me je uveo u svijet kotlova i omogućio uvjete potrebne da se ovaj rad uspješno privede kraju. Bez njegove pomoći i angažmana u području kotlova ovo se istraživanje ne bi nikada ostvarilo.

Hvala kolegi DAMIRU DOVIĆU na potpori i pomoći koju mi je pružao tijekom izrade ovog rada i laborantu ŽELJKU BADŽEKU na pomoći u laboratoriju.

Posebna hvala Prof.dr.sc. MLADENU ANDRASSYU na vrijednim sugestijama prilikom čitanja ovog rada. Njegove primjedbe i komentari doprinijeli su boljoj kvaliteti ovog rada.

Velika hvala kolegicama Prof.dr.sc. IVANKI BORAS i MIRELI SUŠA na pomoći i podršci u ključnim trenucima. Na konstantnoj pomoći i velikoj podršci na svim područjima iskreno se zahvaljujem kolegi SAŠI MUDRINIĆU.

Na potpori, pomoći i stalnoj dostupnosti posebno se zahvaljujem kolegama na Katedri za turbostrojeve STANISLAVU SVIDEREKU i ŽELJKU TUKOVIĆU.

PATRICKU SCHLÄFFERU zahvaljujem se na pomoći, raspravama i primjedbama, koje su usmjerile ovo istraživanje u njegovoj početnoj fazi.

Na kraju se zahvaljujem mojoj obitelji na stalnoj podršci, razumijevanju i strpljivosti tijekom svih ovih godina.

Zagreb, veljača 2009

Marina Malinovec Puček

SADRŽAJ

PREDGOVOR XII

SAŽETAK XIII

SUMMARY XIV

KLJUČNE RIJEČI – KEY WORDS XV

POPIS OZNAKA XVI

POPIS SLIKA XXXIII

POPIS TABLICA XLII

1. UVOD **1**

1.1 OPIS PROBLEMA 1
1.2 HIPOTEZA RADA 7
1.3 METODOLOGIJA ISTRAŽIVANJA 8
1.4 OPIS PO POGLAVLJIMA 9

2. TOPLOVODNI KOTLOVI **12**

2.1 PODJELA TOPLOVODNIH KOTLOVA 12
2.2 DRUGE PODJELE TOPLOVODNIH KOTLOVA 12
2.3 NISKOTEMPERATURNI TOPLOVODNI KOTLOVI 14
2.3.1 NT–kotlovi općenito 14
2.3.2 Posebnosti NT–kotlova 14
2.3.3 Zahtjevi norma na NT–kotlove 17
2.3.3.1 *Stupanj djelovanja* 17
2.3.3.2 *Temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla* 18
2.3.3.3 *Granične vrijednosti emisije štetnih tvari* 19
2.3.4 Načini regulacije NT–kotlova 20
2.4 DIJELOVI NT–KOTLA 24
2.4.1 Uljni plamenik 26
2.4.1.1 *Raspršivanje tekućeg goriva* 27
2.4.1.2 *Vrtložnik i zastojna ploča uljnog plamenika – elementi za stabilizaciju plamena* 30

3. PRIJELAZ TOPLINE U NT–KOTLU 36

3.1 PRIJELAZ TOPLINE NA STRANI IZGARANJA I DIMNIH PLINOVA 36

3.1.1 Prijelaz topline u ložištu 36

3.1.1.1 *Određivanje dimenzija ložišta* 40

3.1.1.2 *Određivanje adijabatske temperature dimnih plinova u ložištu* ... 41

3.1.1.3 *Određivanje stvarne temperature dimnih plinova u ložištu* 41

3.1.2 Prijelaz topline u dimovodnim cijevima 42

3.2 PRIJELAZ TOPLINE NA STRANI VODE 44

3.2.1 Prijelaz topline kod poprečno nastrujanog ložišta 44

3.2.2 Prijelaz topline kod poprečno nastrujanih dimovodnih cijevi 45

3.3 MOGUĆNOSTI INTENZIVIRANJA PRIJELAZA TOPLINE U NT–KOTLOVIMA 46

3.3.1 Metode povećanja prijelaza topline 46

3.3.2 Turbulatori općenito 48

3.3.3 Turbulatori u obliku zavojnice 50

4. PROBLEM KONDENZACIJE DIMNIH PLINOVA U NT–KOTLU 53

4.1 ROSIŠTE DIMNIH PLINOVA 53

4.2 NAČINI SPRJEČAVANJA KONDENZACIJE I NISKOTEMPERATURNE KOROZIJE 54

4.2.1 Održavanje temperatura stijenki iznad očekivanog rosišta dimnih plinova 54

4.2.2 Korištenje materijala otpornih na koroziju 54

4.2.3 Konstrukcijske mjere 55

4.2.4 Pogonske mjere 56

4.3 ANALIZA PARAMETARA KOJI UTJEČU NA SPRJEČAVANJE KONDENZACIJE 57

4.3.1 Numerička konfiguracija dimovodnih cijevi bez turbulatora 60

4.3.2 Utjecaj brzine strujanja dimnih plinova 61

4.3.3 Utjecaj ulazne temperature dimnih plinova 63

4.3.4 Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani vode 64

4.3.5 Utjecaj duljine vanjske cijevi 65

4.3.6 Utjecaj debljine zračnog sloja 68

4.3.7 Utjecaj koeficijenta toplinske vodljivosti stijenke cijevi 72

4.3.8 Utjecaj turbulatora ……... 75
4.3.8.1 *Numerička konfiguracija dimovodnih cijev s turbulatorom* …..... 76
4.3.8.2 *Rezultati numeričkih simulacija dimovodnih cijev s turbulatorom* ……. 78

5. ISPITNA LINIJA ……. **83**

5.1 POSTUPAK ODREĐIVANJA TOPLINSKOG UČINA …… 83
5.2 PROVEDBA ISPITIVANJA …… 83
5.3 ISPITNA LINIJA ……..……... 84
5.4 OSTALE MJERENE VELIČINE …… 88
5.4.1 Mjerna linija za određivanje količine tekućeg goriva ……. 88
5.4.2 Mjerna linija za analizu dimnih plinova …….. 89

6. PRIJEDLOG KONSTRUKCIJE PROTOTIPA NT–KOTLA SNAGE 25 kW …….. **90**

6.1 PRELIMINARNI PRORAČUN ……...…… 92
6.1.1 Potrebna količina goriva i zraka za izgaranje …….. 93
6.1.2 Nastala količina vlažnih dimnih plinova ……. 94
6.1.3 Proračun ložišta ……... 94
6.1.3.1 *Prijelaz topline u ložištu – strana dimnih plinova* ……... 94
6.1.3.2 *Prijelaz topline u ložištu – strana vode* …… 96
6.1.3.3 *Temperature stijenki ložišta* ……. 97
6.1.4 Proračun predkomore i dimovodnih cijevi …….. 97
6.1.5 Ukupna količina topline predana na stranu vode ……. 97
6.2 IZRADA PROTOTIPA – PROVEDENA MJERENJA I REKONSTRUKCIJE ……..…….. 98
6.2.1 Prvi prototip NTK25 …… 99
6.2.2 Drugi prototip NTK25 ……. 104
6.2.3 Treći prototip NTK25 …….. 107
6.2.4 Četvrti prototip NTK25 ……... 113
6.2.5 Peti prototip NTK25 …… 115
6.3 GLAVNE DIMENZIJE …… 116
6.4 TOPLINSKI PRORAČUN TREĆEG PROTOTIPA NTK25 NA OSNOVU REZULTATA MJERENJA ……..... 118

7. OSNOVE NUMERIČKOG MODELIRANJA …… 120

7.1 TERMO-KEMIJSKE RELACIJE …… 120
7.1.1 Definicije osnovnih veličina …… 120
7.1.2 Definicije brzina i tokova …… 123
7.1.3 Molekularni transport topline i tvari …… 123
7.1.4 Kemijska kinetika …… 125
7.2 JEDNADŽBE ODRŽANJA KOD STRUJANJA S KEMIJSKOM REAKCIJOM …… 126
7.2.1 Jednadžba održanja mase …… 126
7.2.2 Jednadžba transporta kemijske vrste …… 126
7.2.3 Jednadžba održanja količine gibanja …… 128
7.2.4 Energetska jednadžba …… 129
7.3 MODEL TURBULENCIJE …… 132
7.3.1 Općenito …… 132
7.3.2 Reynoldsovo i Favreovo osrednjavanje ……..…… 134
7.3.3 Osrednjavanje jednadžba održanja …… 137
7.3.4 Reynoldsova naprezanja …… 138
7.3.5 Modeliranje turbulencije …… 139
7.3.6 Standardni $k-\varepsilon$ model …… 142
7.3.7 Realistični $k-\varepsilon$ model …… 143
7.3.8 Turbulentni granični sloj …… 145
7.3.9 Metoda zidnih funkcija …… 148
7.3.10 Metoda proširene stijenke …… 151
7.4 MODEL NEPREDMIJEŠANOG IZGARANJA …… 153
7.4.1 Isparavanje tekućeg goriva …… 153
7.4.2 Udio smjese kod nepredmiješanog izgaranja …… 156
7.4.3 Nepredmiješano izgaranje s ravnotežnom kemijom …… 157
7.4.4 Funkcija gustoće vjerojatnosti PDF …… 162
7.5 MODEL ZRAČENJA …… 166
7.5.1 Jednadžba prijenosa topline zračenjem …… 168
7.5.2 Model diskretnih ordinata …… 169
7.5.3 Modeliranje koeficijenta apsorpcije ……..…….. 171
7.6 MODEL DISKRETNE FAZE …… 173
7.6.1 Dvofazni režim strujanja …… 173
7.6.2 Jednadžba gibanja diskretne faze …… 174
7.6.3 Turbulentno raspršenje kapljica …… 177
7.6.4 Jednadžbe izmjene topline i mase kod diskretne faze …… 180
7.6.5 Interakcija kontinuirane i diskretne faze …… 184

8. NUMERIČKI MODEL PROTOTIPA NT–KOTLA ……..... **186**

8.1 PRISTUP POSTAVLJANJU MODELA ……. 187
8.2 NUMERIČKE SIMULACIJE DRUGIH AUTORA …… 190
8.3 NUMERIČKA SIMULACIJA VRTLOŽNIKA – MODEL 1A …….. 194
8.4 NUMERIČKA SIMULACIJA TREĆEG PROTOTIPA NTK25 …… 202
8.4.1 Numerička simulacija dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 .. 202
8.4.1.1 *Dimovodna cijev trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora* …….. 202
8.4.1.2 *Dimovodna cijev trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom* …….. 204
8.4.2 Numerička simulacija trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug ……... 208
8.4.3 Numerička simulacija trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore) – prvi krug . 215
8.4.4 Numerička simulacija trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug ……... 225
8.5 NUMERIČKA SIMULACIJA ČETVRTOG PROTOTIPA NTK25 ….. 228
8.5.1 Numerička simulacija četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug ……... 228
8.5.2 Numerička simulacija četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug ……... 233

9. ZAKLJUČAK **235**

10. PRILOZI ……..... **239**

Prilog 1. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA DIMOVODNIH CIJEVI ……..... 241
Prilog 2. SVOJSTVA DIMNIH PLINOVA …… 261
Prilog 3. SVOJSTVA EL LOŽIVOG ULJA ……... 264

11. LITERATURA ……..... **272**

12. ŽIVOTOPIS / BIOGRAPHY **278**

PREDGOVOR

U okviru općih nastojanja za štednjom energije i postizanjem što boljeg stupnja djelovanja kotla standardne toplovodne kotlove na loživo ulje i plin sve više zamjenjuju niskotemperaturni i kondenzacijski kotlovi. Također, u svrhu očuvanja okoliša i smanjenja globalnog zagrijavanja kod novijih konstrukcija toplovodnih kotlova emisija štetnih tvari u dimnim plinovima mora se nalaziti u propisanim granicama.

S ciljem ubrzanja cjelokupnog procesa razvoja kotla od ideje do prototipa, sve se više koristi računalna dinamika fluida (engl. *computational fluid dynamics – CFD*), koja omogućuje detaljnu analizu konstrukcije i izmjene topline u kotlu. Time se značajno smanjuje broj potrebnih eksperimenata u fazi razvoja kotla.

Cilj ovog rada je razviti numerički model i simulirati rad različitih konstrukcija prototipova niskotemperaturnog kotla s glavnom svrhom sprječavanja kondenzacije dimnih plinova na ogrjevnim stijenkama kotla putem varijacije odgovarajućih konstrukcijskih zahvata, te rezultate usporediti s rezultatima mjerenja. Razvoj prototipova i eksperimentalni dio rada proveden je u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje u Zagrebu.

Slijedeći rezultate numeričkih simulacija i prethodnih mjerenja, definiran je konačni prototip niskotemperaturnog kotla nazivnog učina 25 kW. Razvijeni numerički model niskotemperaturnog kotla omogućava optimiranje relevantnih geometrijskih parametara u svrhu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova, i smanjuje broj eksperimenata u fazi razvoja kotla.

SAŽETAK

Cilj prikazanog istraživanja je razviti numerički model i simulirati rad različitih konstrukcija prototipova niskotemperaturnog kotla s glavnom svrhom sprječavanja kondenzacije dimnih plinova na ogrjevnim stijenkama kotla. Rezultati provedenih numeričkih simulacija, koristeći programski kod Fluent, uspoređeni su s rezultatima mjerenja. Razvoj prototipova i eksperimentalni dio rada proveden je u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Istraživanje je provedeno kombinacijom znanstvenih i inženjerskih metoda, sintezom teorijskih modela i praktičnih eksperimenata.

U prvom dijelu rada opisani su niskotemperaturni toplovodni kotlovi i njihove posebnosti. Dani su izrazi i postupak proračuna izmjene topline u toplovodnom kotlu. Zbog kompleksnosti modela niskotemperaturnog toplovodnog kotla najprije su provedene numeričke simulacije dimovodnih cijevi s umetnutim turbulatorima i bez njih u širokom području parametara. U simulacijama dimovodne cijevi varirani su: brzina i temperatura dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev, koeficijent prijelaza topline na strani vode, duljina vanjske cijevi, debljina zračnog sloja, te koeficijent toplinske vodljivosti stijenke cijevi. Na osnovu provedenih numeričkih simulacija dobivena je geometrija dvoslojnih dimovodnih cijevi, kakve se primjenjuju u svrhu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova.

U drugom dijelu uz opis ispitne linije dan je opis provedenih mjerenja i rekonstrukcija na prototipovima niskotemperaturnog toplovodnog kotla nazivnog učina 25 kW.

Treći dio obrađuje razvoj numeričkog modela niskotemperaturnog toplovodnog kotla pomoću kojeg su, u svrhu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova na ostalim ogrjevnim stijenkama, provedene numeričke simulacije. Postavljena su dva modela; model kojim je obuhvaćena strana vode i dimni plinovi u dimovodnim cijevima i model kojim su obuhvaćeni plamenik, ložište i predkomora.

Slijedeći rezultate numeričkih simulacija i prethodnih mjerenja, definiran je prototip niskotemperaturnog kotla nazivnog učina 25 kW. Razvijeni numerički model niskotemperaturnog kotla omogućava optimiranje relevantnih geometrijskih parametara u svrhu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova, i smanjuje broj eksperimenata u fazi razvoja kotla.

SUMMARY

The aim of presented research is to develop a numerical model and to simulate the operation of different designs of low temperature boiler prototypes with the main purpose of preventing combustion gas condensation on the heated boiler surfaces. The results of the numerical simulation performed using the computational package Fluent are compared with the measurement results. The development of prototypes and the experimental part of research have been conducted in the Laboratory for Applied Thermodynamics at the Faculty for Mechanical Engineering and Naval Architecture of the University in Zagreb. The research methodology is based on the combination of scientific and engineering methods, as a synthesis of theoretical methods and practical experiments.

In the first part of this work low temperature boilers and their features are described. Expressions and calculation procedures of the heat transfer in boilers are provided. Due to the complexity of low temperature boiler models, numerical simulations of combustion gas tubes inserted with turbulators and without them are firstly performed in a wide range of parameters. In the simulations the velocity and temperature of combustion gases at tube inlet, heat transfer coefficient on the water side, the length of outer tube, the air gap thickness and heat conductance of the tube material were varied. By means of conducted numerical simulations geometry of the double walled tubes, which are used to prevent the condensation of combustion gases, is obtained.

In the second part of the work, beside the description of the experimental setup, the conducted measurements and reconstructions on the low temperature boiler prototypes of nominal heat capacity 25 kW are described.

The third part of the work deals with the development of low temperature boiler numerical model for numerical simulations developed with the purpose to prevent combustion gas condensation on other heated surfaces. Two models are set up: the model that comprises the water side and combustion gases in tubes and the model that comprises the burner, combustion chamber and chamber between the combustion chamber and the tubes.

Following the results of numerical simulation and former conducted measurements, the low temperature boiler prototype of nominal heat capacity 25 kW is defined. The developed numerical model of a low temperature boiler enables the optimization of relevant design parameters in order to prevent combustion gases condensation, as well as the reduction of tests needed in the designing process of the boiler.

KLJUČNE RIJEČI

niskotemperaturni kotao, sprječavanje kondenzacije dimnih plinova, izmjena topline u kotlu, numerička simulacija rada kotla, Fluent, turbulentno nepredmiješano izgaranje, mjerenja

KEY WORDS

low temperature boiler, prevention of combustion gases condensation, heat transfer in boiler, CFD simulation of boiler operation, Fluent, turbulent non-premixed combustion, measurements

POPIS OZNAKA

LATINIČNE OZNAKE

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	površina
A	m^2	poprečni presjek strujanja kroz cijev
A_{DC}	m^2	površina za izmjenu topline svih dimovodnih cijevi
A_{DC1}	m^2	površina za izmjenu topline jedne dimovodne cijevi
A_{kap}	m^2	oplošje kapljice
$A_{kap,n}$	m^2	projicirana površine n-te kapljice
A_{kon}	m^2	kontaktna površina turbulatora i stijenke cijevi
A_L	m^2	površina stijenki ložišta na strani dimnih plinova
$A_{L\text{-}c}$	m^2	površina cilindričnog plašta ložišta na strani dimnih plinova
$A_{L\text{-}pod}$	m^2	površina podnice ložišta na strani dimnih plinova
A_{PCS}	m^2	površina prednje cijevne stijenke na strani dimnih plinova
A_{PK}	m^2	ukupna površina predkomore na strani dimnih plinova
A_{PK1}	m^2	površina dijela predkomore koji graniči s vodom
A_{pl}	m^2	površina plamena
A_r	–	koeficijent u Arrheniusovom izrazu za reakciju r
A_{UK}	m^2	ukupna površina za izmjenu topline na strani dimnih plinova
A_0, A_s	–	konstante realističnog k–ε modela turbulencije
A_ε	–	konstanta potrebna za proračun karakteristične duljine l_ε definirane prema izrazu Chena i Patela
A_μ	–	konstanta potrebna za proračun karakteristične duljine l_μ
$\mathrm{d}A$	m^2	diferencijalna površina
a	–	apsorpcijski faktor
a	1/m	koeficijent apsorpcije
a	–	konstanta potrebna za proračun funkcije spajanja Γ
a	m^2/s	koeficijent temperaturne vodljivosti, $a = \dfrac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$
a	m	udaljenost između zastojne ploče plamenika i stražnje stijenke ložišta

Oznaka	Jedinica	Opis
a_1	m	udaljenost između zastojne ploče plamenika i stražnje stijenke ložišta kod ložišta s direktnim prolazom
a_2	m	udaljenost između zastojne ploče plamenika i stražnje stijenke ložišta kod reverzibilnog ložišta
a_1, a_2, a_3	–	konstante izraza za koeficijent otpora
a_{kap}	1/m	ekvivalentni koeficijent apsorpcije uslijed prisutnosti kapljica goriva
$a_{\varepsilon,i}$	–	težinski faktor emisivnosti za *i*-ti sivi plin
B	–	Spaldingov broj za prijelaz topline
b	–	konstanta potrebna za proračun funkcije spajanja Γ
b	m	promjer ložišta
$b_{\varepsilon,i,j}$	–	temperaturni koeficijenti polinoma
C_{D}	–	koeficijent otpora potreban za određivanje sile otpora
C_{L}	–	konstanta izraza za Lagrangeovo vrijeme integracije
C_{12}	$\text{W/(m}^2\text{(100K)}^4\text{)}$	konstanta zračenja
C_2	–	konstanta realističnog k–ε modela turbulencije
C_{c}	$\text{W/(m}^2\text{(100K)}^4\text{)}$	konstanta zračenja crnog tijela, $C_{\text{c}} = 5{,}667\ \text{W/(m}^2\text{(100K)}^4\text{)}$
C_{l}	–	konstanta
$C_{\varepsilon 1}$	–	konstanta modela turbulencije
$C_{\varepsilon 2}$	–	konstanta modela turbulencije
C_{μ}	–	konstanta standardnog k–ε modela modela turbulencije
$c_{\text{i,s}}$	kmol/m^3	koncentracija pare na površini kapljice
$c_{\text{i},\infty}$	kmol/m^3	koncentracija pare u kontinuiranoj fazi
c_p	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
$c_{p\text{G}}$	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet goriva
c_{pk}	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet kemijske vrste *k* pri konstantnom tlaku
$c_{p,\text{kap}}$	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet kapljice
$c_{p\text{l}}$	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet isparenog goriva

Oznaka	Jedinica	Opis
c_{pVDP}	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet vlažnih dimnih plinova
c_{pW}	J/(kgK)	specifični toplinski kapacitet vode
c_{pZ}	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet zraka
c_{vk}	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet kemijske vrste k pri konstantnom volumenu
D	m	promjer
D_G	m^2/s	koeficijent difuzije pare goriva u plinsku fazu
D_{ij}	m^2/s	koeficijent binarne difuzije
D_k	m^2/s	koeficijent difuzije
D_L	m	unutarnji promjer ložišta
D_{Lv}	m	vanjski promjer ložišta
D_{pl}	m	promjer plamena
Da	–	Damköhlerov broj
d	–	dijatermijski faktor
d	m	promjer kapljice
d_D	m	promjer žice zavojnice
d_{kap}	m	promjer kapljice raspršenog goriva
$d_{kap,n}$	m	promjer n-te kapljice raspršenog goriva
d_u	m	unutarnji promjer
d_v	m	vanjski promjer
d_0	m	početni promjer kapljice
E	–	empirijska konstanta kod Prandtlovog zakona stijenke
E_{kap}	W/m^3	ekvivalentna emisija kapljice goriva
E_r	J/kmol	aktivacijska energija reakcije r
e	m	visina rebra
e	J/kg, J/kmol	unutarnja energija
e_t	J/kg, J/kmol	ukupna energija
$f_{k,i}$	$N/kg=m/s^2$	sila po jedinici mase koja djeluje na kemijsku vrstu k
$f_{kap,n}$	–	faktor raspršenja n-te kapljice

Oznaka	Jedinica	Opis
f_{Q}	–	faktor koji uzima u obzir smjer izmjene topline
H_{d}	J/kg	donja ogrjevna vrijednost goriva
h	J/kg, J/kmol	specifična entalpija
$h^0_{f,k}$	J/kg, J/kmol	specifična entalpija formacije kemijske vrste k
h_{G}	J/kg	specifična entalpija dovedenog goriva
h_k	J/kg	specifična entalpija kemijske vrste k
h_{t}	J/kg	totalna entalpija
$h_{\mathrm{t},k}$	J/kg	totalna entalpija kemijske vrste k
h_{Z}	J/kg	specifična entalpija zraka potrebnog za izgaranje
Δh_{comb}	J/kg	entalpija izgaranja
I	W/m^2	intenzitet zračenja
I_{ul}	W/m^2	intenzitet upadnog zračenja
I_0	W/m^2	ukupni intenzitet zračenja površine stijenke ložišta
J_{G}	kmol/m^{2}s	molarni fluks gorivih para
J_k	kg/(m^{2}s)	relativni maseni fluks kemijske vrste k
$J_{k,i}$	kg/(m^{2}s)	difuzijski tok kemijske vrste k definiran Fickovim zakonom difuzije
$J_{k,w}$	kg/(m^{2}s)	difuzijski tok kemijske vrste k na stijenci
$K_{\mathrm{c}r}$	–	konstanta ravnoteže kemijske reakcije r
k	m^2/s^2	turbulentna kinetička energija, $k = \frac{1}{2}\overline{u_i' u_i'}$
k	W/(m^{2}K)	koeficijent prolaza topline
k_{br}		koeficijent reakcije prema unatrag (engl. *backward*).
k_{fr}		koeficijent reakcije prema unaprijed (engl. *forward*)
k_{P}	m^2/s^2	turbulentna kinetička energija u točki P
k_{v}	W/(m^{2}K)	koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu cijevi
L	m	karakteristična duljina
L	m	duljine vanjske cijevi
L_{L}	m	duljina ložišta

Oznaka	Jedinica	Opis
L_{min}	kg_Z/kg_G	minimalna količina zraka (Z) potrebnog za izgaranje
L_{stv}	kg_Z/kg_G	stvarna količina zraka (Z) potrebnog za izgaranje
L_{pl}	m	duljina plamena
Le	–	Lewisov broj, $Le = \frac{a}{D_k}$
l_v	m	karakteristična veličina vrtloga
l_ε	m	karakteristična duljina definirana prema Chenu i Patelu
l_μ	m	karakteristična duljina
M	–	ukupan broj elemenata (C, H, O,…) u promatranoj mješavini
M	kg/mol	molna masa mješavine
M_k	kg/mol	molekularna masa kemijske vrste k
M_x	kg m/s^2	aksijalna komponenta aksijalnog momenta
M_θ	kg m^2/s^2	aksijalna komponenta kutnog momenta
m	kg	masa
m_k	kg	masa kemijske vrste k
$\dot{m}_k$	kg/(m^2/s)	maseni fluks kemijske vrste k
m_{kap}	kg	masa kapljice
$\dot{m}_{kap}$	kg/s	maseni protok kapljica
$\overline{m}_{kap}$	kg	srednja vrijednost mase kapljica u kontrolnom volumenu
m_{kap0}	kg	početna masa kapljica
$\dot{m}_{kap0}$	kg/s	početni maseni protok kapljica
m_{VDP}	kg_{VDP}/kg_G	količina vlažnih dimnih plinova svedena na 1 kg goriva
$\dot{m}_G$	kg/s	maseni protok goriva
$\dot{m}_{VDP}$	kg/s	maseni protok vlažnih dimnih plinova
$\dot{m}_W$	kg/s	maseni protok hladne vode iz vodovoda
$\dot{m}_Z$	kg/s	maseni protok zraka potrebnog za izgaranje
Δm_{kap}	kg	promjena mase kapljica u kontrolnom volumenu
N	–	broj kemijskih vrsta
N_r	–	broj kemijskih reakcija

Oznaka	Jedinica	Opis
N_ϕ	–	broj podjela azimutalnog kuta
N_θ	–	broj podjela polarnog kuta
Nu	–	Nusseltov broj
Nu_{lam}	–	Nusseltov broj u slučaju laminarnog graničnog sloja
Nu_{turb}	–	Nusseltov broj u slučaju turbulentnog graničnog sloja
n	–	broj dimovodnih cijevi
n	mol	količina tvari
n	–	indeks loma medija blizu stijenke
n_k	mol	količina tvari kemijske vrste k
O_{min}	$\text{kg}_{\text{O2}}/\text{kg}_{\text{G}}$	minimalna količina kisika (O_2) potrebna za izgaranje
P	–	bezdimenzijska veličina definirana od strane Jayatilleke potrebna u izrazu za zakon stijenke za srednju temperaturu
P_{c}	–	bezdimenzijska veličina potrebna u izrazu za zakon stijenke za kemijsku vrstu
P_k	$\text{kg}/(\text{ms}^3)$	produkcija turbulentne kinetičke energije
Pr	–	molekularni Prandtlov broj, $Pr = \frac{\nu}{a}$
Pr_{st}	–	Prandtlov broj za temperaturu stijenke
Pr_{t}	–	turbulentni Prandtlov broj
p	Pa	tlak
p	Pa	totalni tlak mješavine
p	m	korak rebra
p_k	Pa	parcijalni tlak kemijske vrste k
p_{o}	Pa	površinska napetost raspršene kapljice
p_{op}	Pa	radni tlak
p_{u}	Pa	unutarnji tlak u raspršenoj kapljici
p_{v}	Pa	vanjski tlak
p_{zas}	Pa	tlaka zasićenja
$p(\xi)$	–	funkcija gustoće vjerojatnosti

Oznaka	Jedinica	Opis
Q	W	toplinski tok
Q_{DC}	W	količina topline predana u dimovodnim cijevima na stranu vode
Q_{dp}	W	količina topline predana od strane dimnih plinova na stijenku unutarnje cijevi
Q_G	W	količina topline dovedena gorivom (opterećenje ložišta)
Q_L	W	količina topline predana stijenkama ložišta
$Q_{L\text{-}k}$	W	količina topline predana stijenkama ložišta konvekcijom
$Q_{L\text{-}zr}$	W	količina topline predana stijenkama ložišta zračenjem
$Q_{L\text{-}c\text{-}k}$	W	količina topline predana konvekcijom na cilindričnu stijenku ložišta
$Q_{L\text{-}pod\text{-}k}$	W	količina topline predana konvekcijom na podnicu ložišta
Q_N	W	nazivni učin kotla
Q_{PK}	W	količina topline predana u predkomori na stranu vode
Q_{UK}	W	ukupna količina topline predana na stranu vode
Q_z	W	toplinski tok predan od strane turbulatora na stijenku cijevi
$Q_{1c\text{-}voda}$	W	količina topline predana na stranu vode na dijelu gole dimovodne cijevi
$Q_{2c\text{-}voda}$	W	količina topline predana na stranu vode na dijelu dimovodne cijevi prevučene s vanjskom cijevi
q	W/m^2	gustoća toplinskog toka (specifično opterećenje)
q_A	–	gubitak osjetne topline dimnih plinova (relativna vrijednost svedena na opterećenje ložišta Q_G)
q_{DC}	W/m^2	specifično opterećenje dimovodnih cijevi
q_{dp}	W/m^2	gustoća toplinskog toka predanog od strane dimnih plinova na stijenku unutranje cijevi
q_e	°	kut jednakostranične površine ili elementa (npr. za trokut iznosi 60°, za kvadrat 90°)
q_i	W/m^2	Kartezijeva komponenta vektora provođenja topline
q_{iz}	W/m^2	toplinski tok koji napušta stijenku ložišta
$q_{L\text{-}c}$	W/m^2	specifično opterećenje cilindrične stijenke ložišta

Oznaka	Jedinica	Opis
$q_{\text{L-pod}}$	W/m^2	specifično opterećenje podnice ložišta
$q_{\max}$	°	najveći kut na površini (2D) ili elementu (3D)
$q_{\min}$	°	najmanji kut na površini (2D) ili elementu (3D)
q_{PK}	W/m^2	specifično opterećenje predkomore
q_{S}	–	gubitak topline uslijed zračenja, konvekcije i provođenja (relativna vrijednost svedena na opterećenje ložišta Q_{G})
q_{U}	–	gubitak topline uslijed nepotpunog izgaranja (relativna vrijednost svedena na opterećenje ložišta Q_{G})
q_{ul}	W/m^2	toplinski tok upadnog zračenja na stijenku ložišta
$q_{\text{1c-voda}}$	W/m^2	gustoća toplinskog toka predanog na stranu vode na dijelu gole dimovodne cijevi
$q_{\text{2c-voda}}$	W/m^2	gustoća toplinskog toka predanog na stranu vode na dijelu dimovodne cijevi prevučene s vanjskom cijevi
$\Re$	8 314 J/(kmolK)	opća plinska konstanta
R	m	polumjer cilindra
R_k	J/(kgK)	individualna plinska konstanta kemijske vrste k
Re	–	Reynoldsov broj
Re_{kap}	–	relativni Reynoldsov broj za kapljicu
Re_{t}	–	turbulentni Reynoldsov broj
r	–	uniformno distribuirani slučajni broj između 0 i 1
r	–	refleksijski faktor
r	m	radijus raspršene kapljice
r	m	radijalna koordinata
r	J/kg	toplina potrebna za isparavanje
$\vec{r}$		vektor pozicije
dr	m	diferencijalni radijus
S	–	vrtložni broj, $S = \dfrac{M_\theta}{M_x R}$
Sc	–	molekularni Schmidtov broj, $Sc = \dfrac{\nu}{D_k} = Pr \cdot Le$
Sc_{t}	–	turbulentni Schmidtov broj

Oznaka	Jedinica	Opis
S_{ij}	1/s	tenzor brzine deformacije strujanja fluida
$S_{m,k}$	kg/(m^{3}s)	brzina nastajanja uslijed pritjecanja mase kemijske vrste k iz diskretne faze (kapljice goriva)
$S_{\mathrm{m,kap}}$	kg/s	masa goriva isparena i predana plinskoj fazi
$S_{\mathrm{f,kap},i}$	kg/(m^{2}s^2)	vanjska sila koja proizlazi iz interakcije s diskretnom fazom
S_{h}	W/m^3	obuhvaća izvore topline uslijed zračenja, kemijskih reakcija, te izmjenu topline s diskretnom fazom
s	m	korak cijevi
s	m	debljina stijenke
s	m	duljina puta
$\vec{s}$		vektor smjera zračenja
$\vec{s}'$		vektor smjera raspršenja
s_{D}	m	korak zavojnice
s_{gl}	m	ekvivalentna debljina sloja
s_{L}	m	debljina stijenke ložišta
T	K	termodinamička temperatura
T_{isp}	K	temperatura isparavanja
T_{kap}	K	temperatura kapljice
ΔT_{kap}	K	promjena temperature kapljice u kontrolnom volumenu
$T_{\mathrm{kap},n}$	K	temperatura n-te kapljice
T_{L}	s	Lagrangeovo vrijeme integracije
T_{P}	K	temperatura u točki P
T_{pl}	K	apsolutna temperatura dimnih plinova u ložištu
T_{R}	K	temperatura zračenja
T_{s}	K	temperatura površine kapljice
T_{st}	K	apsolutna temperatura stijenka ložišta
T_{vre}	K	temperaturu vrelišta
T_{zas}	K	temperatura zasićenja
T_0	298,15 K	referentna temperatura

Oznaka	Jedinica	Opis
T^+	–	bezdimenzijski profil temperature
T^*	–	srednja temperatura
T_∞	K	temperatura plinske faze daleko od kapljice
t	s	vrijeme
t	°C	temperatura
t_{ad}	°C	adijabatska temperatura dimnih plinova (adijabatska temperatura izgaranja)
t_{ad_p}	°C	pretpostavljena vrijednost adijabatske temperature
t_{DK}	°C	temperatura dimnih plinova u dimnoj komori
t_E	°C	temperatura hladne vode iz vodovoda
t_G	°C	temperatura goriva na ulazu u kotao
t_L	°C	temperatura dimnih plinova u ložištu
$t_{L\text{-}st}$		prosječna temperatura stijenke ložišta na strani dimnih plinova
$t_{L\text{-}st\text{-}W}$		prosječna temperatura stijenke ložišta na strani vode
t_{ok}	°C	temperaturom okoline
t_{pl}	°C	stvarna temperatura dimnih plinova u ložištu
t_{pl_p}	°C	pretpostavljena temperatura dimnih plinova u ložištu
$t_{prostora}$	°C	temperatura zraka u prostoru
t_R	°C	temperatura povratne vode
t_{sr}	°C	srednja temperatura dimnih plinova u cijevi
t_{st}	°C	temperatura stijenke na strani dimnih plinova
$t_{st\text{-}min}$	°C	minimalna temperatura stijenke na strani dimnih plinova
t_V	°C	temperatura polazne vode
t_Z	°C	temperatura zraka na ulazu u kotao
t_W	°C	temperatura vode u kotlu
t_1	°C	temperatura dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev
t_2	°C	temperatura dimnih plinova na izlazu iz dimovodne cijevi
t_{2kor}	°C	korigirana vrijednost temperature dimnih plinova na izlazu iz cijevi

Oznaka	Jedinica	Opis
Δt	°C	razlika temperatura
Δt	°C	pad temperature dimnih plinova unutar dimovodne cijevi
Δt	s	vremenski korak integracije
Δt_{m}	°C	srednja logaritamska razlika temperatura
u	m/s	brzina kontinuirane faze
u	m/s	lokalna brzina osrednjena po masi
u_i	m/s	Kartezijeva komponenta vektora brzine
u_k	m/s	brzina kemijske vrste k u odnosu na fiksni koordinatni sustav
u_{kap}	m/s	brzina gibanja kapljice
u_{P}	m/s	srednja brzina fluida u točki P
u_τ	m/s	brzina trenja, $u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{\mathrm{w}}}{\rho}}$
u^+	–	bezdimenzijski profil brzine
u^*	–	bezdimenzijska brzina
V	m^3	volumen
V_{DC}	m^3	ukupni volumen dimnih plinova unutar svih dimovodnih cijevi
V_{DC1}	m^3	volumen dimnih plinova unutra jedne dimovodne cijevi
V_{DP}	m^3	volumen kotla koji otpada na dimne plinove
V_k	m/s	masena brzina difuzije kemijske vrste k
V_{L}	m^3	volumen prostora ložišta
V_{PK}	m^3	volumen prostora predkomore
$\dot{V}_{\mathrm{G}}$	m^3/s	volumni protok goriva
$\dot{V}_{\mathrm{VDP}}$	m^3/s	volumni protok vlažnih dimnih plinova
$\dot{V}_{\mathrm{W}}$	m^3/s	volumni protok svježe vode iz vodovoda
v	m^3/kg	specifični volumen
v	m/s	stvarna brzina strujanja dimnih plinova u cijevima
v_{g}	m/s	posmična brzina kontinuirane faze (zrak)
v_{p}	m/s	posmična brzina kapljice
v_{R}	m/s	brzina vode u povratnom vodu

Oznaka	Jedinica	Opis
v_x	m/s	aksijalna komponenta brzine
v_θ	m/s	tangencijalna komponenta brzine
v_0	m/s	reducirana brzina strujanja preračunata na normalno stanje (0 °C i 0,101 3 MPa)
v_1	m/s	brzina strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev
We	–	Weberov broj, $We = \dfrac{2r \cdot \rho_\mathrm{g} \cdot \left\lvert v_\mathrm{p} - v_\mathrm{g} \right\rvert^2}{\sigma_\mathrm{p}}$
w	m	širina rebra
X_k	–	molni udio kemijske vrste k, $X_k = \dfrac{n_k}{n}$
$[X_k]$	kmol/m^3	molna koncentracija kemijske vrste k, $\left[X_k\right] = \dfrac{\rho_k}{M_k} = \rho \dfrac{Y_k}{M_k}$
$\left[X_{k,e}\right]$	kmol/m^3	molna koncentracija kemijske vrste k u slučaju ravnoteže
x_i	m	Kartezijeva koordinata
K	m	pozicija u cijevi na kojoj se pojavljuje minimalna temperatura stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova
x, y, z	m	koordinate Kartezijevog koordinatnog sustava
Y_k	–	maseni udio kemijske vrste k, $Y_k = \dfrac{m_k}{m}$
Y_c	–	maseni udio ugljika
Y_h	–	maseni udio vodika
Y_n	–	maseni udio dušika
Y_o	–	maseni udio kisika
Y_s	–	maseni udio sumpora
y	m	debljina zračnog sloja između unutarnje i vanjske cijevi
y_P	m	udaljenost točke P od stijenke
y_v	m	debljina viskoznog podsloja
y^+	–	bezdimenzijska udaljenost od stijenke, $y^+ = \dfrac{y_\mathrm{P}\, \rho\, u_\tau}{\mu}$
y^*	–	bezdimenzijski parametar
y^*_T	–	bezdimenzijska debljina toplinskog podsloja

Oznaka	Jedinica	Opis
y_{v}^{*}	–	bezdimenzijska debljina viskoznog podsloja
Z_i	–	maseni udio pojedinog elementa i (C, H, O, N, S) u cjelokupnoj masi
Z_{i1}	–	maseni udio elementa i u struji goriva (označena indeksom 1)
Z_{i2}	–	maseni udio elementa i u struji kisika (označen indeksom 2)
Z_{gorivo}	–	maseni udio goriva
Z_{kisik}	–	maseni udio kisika
Z_{produkti}	–	maseni udio produkata izgaranja

GRČKE OZNAKE

Oznaka	Jedinica	Opis
α	W/(m^{2}K)	koeficijent prijelaza topline
α_{DP}	W/(m^{2}K)	koeficijent prijelaza topline na strani dimnih plinova
α_L	W/(m^{2}K)	ukupni koeficijent prijelaza topline u ložištu
$\alpha_{L\text{-}c\text{-}k}$	W/(m^{2}K)	koeficijent konvektivnog prijelaza topline u slučaju paralelnog strujanja dimnih plinova uzduž cilindričnog ložišta
$\alpha_{L\text{-}k}$	W/(m^{2}K)	srednji koeficijent konvektivnog prijelaza topline u ložištu
$\alpha_{L\text{-}pod\text{-}k}$	W/(m^{2}K)	koeficijent konvektivnog prijelaza topline u slučaju okomitog nastrujavanja dimnih plinova na podnicu ložišta
$\alpha_{L\text{-}W\text{-}G}$	W/(m^{2}K)	koeficijent prijelaza topline na strani vode kod ložišta prema Gnielinskom
$\alpha_{L\text{-}W\text{-}Ž}$	W/(m^{2}K)	koeficijent prijelaza topline na strani vode kod ložišta prema Žukauskasu
$\alpha_{L\text{-}zr}$	W/(m^{2}K)	prividni koeficijent prijelaza topline zračenjem
α_W	W/(m^{2}K)	koeficijent prijelaza topline na strani vode
β_r		koeficijent u Arrheniusovom izrazu za reakciju r
β_v	m^2/s	koeficijent isparavanja u klasičnom d^2–zakonu
$\beta_{1\text{-}kap}$	K	koeficijent u izrazu za temperaturu kapljice u fazi zagrijavanja
$\beta_{2\text{-}kap}$	1/s	koeficijent u izrazu za temperaturu kapljice u fazi zagrijavanja
Γ	–	funkcija spajanja
Γ_G	m/s	koeficijent prijenosa mase
δ_{ij}	–	jedinični tenzor (Kroneckerov δ) ($\delta_{ij} = 1$: $i = j$, $\delta_{ij} = 0$: $i \neq j$)
ε	m^2/s^3	disipacija turbulentne kinetičke energije
ε	–	emisijski faktor
ε_{CO2}	–	emisijski faktor ugljičnog dioksida CO_2
$\varepsilon_{č}$	–	emisijski faktor čelične stijenke
ε_{H2O}	–	emisijski faktor vodene pare H_2O
ε_{kap}	–	emisijski faktor kapljice ulja

Oznaka	Jedinica	Opis
$\varepsilon_{\text{kap},n}$	–	emisivnost n-te kapljice
ε_{pl}	–	emisijski faktor mješavine plinova H_2O i CO_2
ε_{st}	–	emisijski faktor stijenke
$(\Delta\varepsilon)_{\text{pl}}$		korekcijski član
η_{K}	–	stupanj djelovanja kotla
η_{L}	–	stupanj korisnosti ložišta
θ	°, rad	polarni kut
κ	0,418 7	Karmanova konstanta
κ_i	1/(bar m)	koeficijent apsorpcije i-tog sivog plina
λ	–	faktor pretička zraka
λ	m	valna duljina
λ	W/(m·K)	koeficijent toplinske vodljivosti
$\lambda_{\text{č}}$	W/(m·K)	koeficijent toplinske vodljivosti čelika
λ_{t}	W/(m·K)	turbulentni koeficijent toplinske vodljivosti
λ_{ε}	–	funkcija miješanja
λ_{∞}	W/(m·K)	koeficijent toplinske vodljivosti kontinuirane faze
υ	–	stehiometrijski maseni omjer oksidacijskog sredstva i goriva
μ	Pas = kg/(ms)	molekularna dinamička viskoznost
μ_{ef}	Pas = kg/(ms)	efektivna viskoznost, $\mu_{\text{ef}} = \mu + \mu_{\text{t}}$
μ_{ik}	–	maseni udio elementa i u kemijskoj vrsti k
μ_{t}	Pas = kg/(ms)	turbulentna viskoznost
$\mu_{\text{t,2sloj}}$	Pas = kg/(ms)	turbulentna viskoznost u viskoznom području uz stijenku prema Wolfsteinu
$\mu_{\text{t,proširena}}$	Pas = kg/(ms)	turbulentna viskoznost u turbulentnom području prema Jongenu
μ_{v}	Pas = kg/(ms)	dinamički koeficijent volumenske viskoznosti
ν	m^2/s	kinematička viskoznost, $\nu = \frac{\mu}{\rho}$
ν'_{kr}	kmol	stehiometrijski koeficijent reaktanata

Oznaka	Jedinica	Opis
ν''_{kr}	kmol	stehiometrijski koeficijent produkata
ξ	–	udio smjese
ξ_{st}	–	udio smjese u slučaju stehiometrijske mješavine
$\overline{\xi'^2}$	–	varijanca udjela smjese
ρ	kg/m^3	gustoća
$\rho_{G15°C}$	kg/m^3	gustoća goriva kod 15 °C
ρ_g	kg/m^3	gustoća kontinuirane faze (zrak)
ρ_k	kg/m^3	gustoća kemijske vrste k
ρ_{kap}	kg/m^3	gustoća kapljice
ρ_l	kg/m^3	gustoća kapljice goriva u tekućoj fazi
ρ_{VDP}	kg/m^3	gustoća vlažnih dimnih plinova kod srednje temperature dimnih plinova u cijevi
ρ_W	kg/m^3	gustoća vode
σ	W/(m^{2}K^4)	Stefan-Boltzmannova konstanta (5,67·10^{-8} W/(m^{2}K^4))
σ_{ij}	N/m^2	komponenta tenzora naprezanja
σ_k	–	konstanta modela turbulencije
σ_{kap}		ekvivalentni koeficijent raspršenja zbog prisutnosti kapljica
σ_p	N/m	površinska napetost kapljice
σ_s	1/m	koeficijent raspršenja
σ_ε	–	konstanta modela turbulencije
τ	s	vrijeme relaksacije čestice
τ_e	s	vrijeme isparavanja
τ_i		udio vremena u kojem se ξ nalazi unutar $\Delta\xi$
τ_{ij}	N/m^2	tangencijalna komponenta tenzora naprezanja
τ_m	s	vrijeme potrebno za miješanje reaktanata
τ_r	s	vrijeme trajanja kemijske reakcije
τ_r	s	vrijeme potrebno kapljici da prijeđe vrtlog
τ_{turb}	s	vrijeme interakcije kapljice i vrtloga

Oznaka	Jedinica	Opis
τ_{uk}	N/m^2	ukupno tangencijalno naprezanje
τ_{uk}	s	ukupno vrijeme
τ_v	s	vrijeme trajanja vrtloga
τ_w	N/m^2	smično naprezanje na stijenci
Υ_k	–	kemijska vrsta k
ϕ	°, rad	azimutalni kut
φ	°, rad	kut
$\mathrm{d}\varphi$	°, rad	diferencijalni kut
Φ	–	fazna funkcija
ψ	–	dodatna veličina kojom se uzima u obzir utjecaj koraka cijevi s
Ω	srad	prostorni kut polusfere 2π
Ω'	srad	prostorni kut
ω	rad/s	kutna brzina
ω	–	geometrijski faktor
ω	srad	prostorni kut
ω_k	$kg/(m^3s)$	izvorni član kemijske vrste k
ω_k	$kg/(m^3s)$	brzina nastajanja kemijske vrste k uslijed kemijskih reakcija
ζ	–	normalno distribuirani slučajni broj

DODATNE OZNAKE

Oznaka	Opis
$\widetilde{a}$	Favreovo osrednjavanje
$\overline{a}$	Reynoldsovo osrednjavanje
a'', a'	fluktuirajući dio prema Favreu odnosno Reynoldsu

POPIS SLIKA

Slika 2.1	*Podjela kotlova prema načinu vođenja dimnih plinova u kotlu* ……	13
Slika 2.2	*Temperature kondenzacije zemnog plina i EL loživog ulja* ……...	15
Slika 2.3	*Dvoslojne ogrjevne površine i orebrenje kao konstrukcijske mjere sprječavanja kondenzacije dimnih plinova* ……	16
Slika 2.4	*Traženi stupanj djelovanja NT–kotla prema EN 303–2* ……	18
Slika 2.5	*Regulacija polazne temperature kotlovske vode preko temperature okoline* ……...	20
Slika 2.6	*Promjena temperature polaznog i povratnog voda pri regulaciji* …….	20
Slika 2.7	*Promjena temperature polaznog i povratnog voda s promjenom temperature okoline* ……...	21
Slika 2.8	*VITOLA 200 VB2A – uljno/plinski čelični/lijevani kotao bez ograničenja donje temperature (15-63 kW)* ……...	21
Slika 2.9	*Biferalna kombinirana ogrjevna površina* ……	21
Slika 2.10	*Regulacija polazne temperature kotlovske vode preko temperature okoline u slučaju ograničene donje temperature povratne vode na ≤ 40 °C* ……..…….	22
Slika 2.11	*Promjena temperature polaznog i povratnog voda pri regulaciji u slučaju ograničene donje temperature povratne vode na ≤ 40 °C* ……	22
Slika 2.12	*Promjena temperature polaznog i povratnog voda s promjenom temperature okoline* ……...	22
Slika 2.13	*Promjena temperature vode u kotlu i polaznog voda s promjenom temperature okoline* ……...	23
Slika 2.14	*Shema NT–kotla s uljnim plamenikom* ……..	24
Slika 2.15	*Osnovni dijelovi niskotemperaturnog kotla NTK 25 firme Centrometal* ...	24
Slika 2.16	*Osnovni dijelovi niskotemperaturnog kotla VITOPLEX 100 firme Viessmann* ……..	25
Slika 2.17	*Raspršivanje tekućeg goriva u kapljice* …….	27
Slika 2.18	*Shematski prikaz dijeljenja kapljice u gibanju* ……..	28
Slika 2.19	*Sapnica plamenika* …….	29
Slika 2.20	*Različiti kutovi raspršivanja ulja* ……...	29
Slika 2.21	*Različiti modeli raspršivanja ulja (H, S, B i N)* …….	29
Slika 2.22	*Nastanak prirodne recirkulacije u ložištu* …….	31

Slika 2.23 *Smještaj vrtložnika i zastojne ploče unutar uljnog plamenika Bentone B10* …… 32

Slika 2.24 *Pogled na vrtložnik i zastojnu ploču uljnog plamenika Bentone B10* ….. 32

Slika 2.25 *Vrtložno strujanje* …….. 33

Slika 2.26 *Različite izvedbe zastojnih ploča* ……... 34

Slika 2.27 *Plamenik sa zastojnom pločom – sustav miješanja zraka i goriva* ……... 35

Slika 3.1 *Plamen iz uljnog plamenika firme Weishaupt* …….. 38

Slika 3.2 *Selektivno zračenje plinova H_2O i CO_2* ……. 38

Slika 3.3 *Minimalne dimenzije ložišta prema EN 303-2* …….. 40

Slika 3.4 *Turbulatori – spiralna traka i zavojnica* ……... 48

Slika 3.5 *Turbulatori* ……. 49

Slika 3.6 *Hrapavost na unutrašnjoj stijenci cijevi* …… 50

Slika 3.7 *Dvodimenzijsko turbulentno strujanje preko rebra* ……... 51

Slika 3.8 *Webbov popis modela strujanja na orebrenoj površini u ovisnosti o koraku rebara* …… 52

Slika 4.1 *Čelični toplovodni kotao s indirektno hlađenom suhom komorom izgaranja* …… 55

Slika 4.2 *Suha komora izgaranja* …….. 55

Slika 4.3 *Troslojna dimovodna cijev s kontroliranim prijelazom topline* …… 56

Slika 4.4 *Presjek kroz NT– kotao s djelomično dvostrukom cijevi* ……... 57

Slika 4.5 *Promjene temperatura dimnih plinova ①, stijenke na strani dimnih plinova ② i vode ③ kod standardnog i NT–kotla s kontroliranim prijelazom topline* …….. 58

Slika 4.6 *Dimovodna cijev NT– kotla prevučena vanjskom cijevi* ……... 59

Slika 4.7 *Računalna mreža stražnjeg dijela dimovodne cijevi prevučene vanjskom cijevi bez turbulatora* ……. 60

Slika 4.8 *Utjecaj brzine strujanja dimnih plinova na temperaturu stijenke* ……. 62

Slika 4.9 *Utjecaj ulazne temperature dimnih plinova na temperaturu stijenke* ….. 63

Slika 4.10 *Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani vode na temperaturu stijenke za golu dimovodnu cijev bez turbulatora* ……. 64

Slika 4.11 *Utjecaj duljine vanjske cijevi na temperaturu stijenke* …….. 65

Slika 4.12 *Utjecaj brzine strujanja dimnih plinova na temperaturu stijenke za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora* (y = 3,1 mm *i* L = 500 mm) ….. 66

Slika 4.13 *Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani vode na temperaturu stijenke za dimovodnu cijev bez turbulatora prevučenu vanjskom cijevi duljine L = 300 mm* ……..…… 67

Slika 4.14 *Utjecaj debljine zračnog sloja na temperaturu stijenke za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora prevučene vanjskom cijevi duljine L = 500 mm* ……..…. 68

Slika 4.15 *Utjecaj debljine zračnog sloja na temperaturu stijenke za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora prevučene vanjskom cijevi po cijeloj duljini L = 569 mm* ……..…….. 69

Slika 4.16 *Analizirana dimovodna cijev NT–kotla* ……. 70

Slika 4.17 *Kritične minimalne temperature stijenke u ovisnosti o duljini vanjske cijevi L za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora* …….. 71

Slika 4.18 *Utjecaj koeficijenta toplinske vodljivosti stijenke cijevi na temperaturu stijenke* ……... 72

Slika 4.19 *Utjecaj debljine sloja PTFE na temperaturu stijenke* ……... 73

Slika 4.20 *Usporedba gole cijevi, cijevi presvučene slojem PTFE i cijevi sa zračnim slojem* ……... 74

Slika 4.21 *Dimovodna cijev NT–kotla s umetnutim turbulatorom u obliku zavojnice* 75

Slika 4.22 *Razmatrani poprečni presjeci turbulatora* …… 76

Slika 4.23 *Računalna mreža dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokuta* ……... 77

Slika 4.24 *Računalna mreža turbulatora i prostora neposredno uz turbulator* ……. 77

Slika 4.25 *Računalna mreža turbulatora poprečnog presjeka deseterokuta* …….. 77

Slika 4.26 *Prikaz raspodjele temperature stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova za golu cijev s turbulatorom i za dimovodne cijevi s turbulatorom prevučene vanjskom cijevi različitih duljina L i debljine zračnog sloja y* = 3,1 mm *(v_1 = 3 m/s, t_1 = 400 °C, α_w = 400 W/(m^{2}K))* . 79

Slika 4.27 *Usporedba raspodjele temperatura stijenki na strani dimnih plinova za golu cijev i za dimovodne cijevi prevučene vanjskom cijevi duljina L =* 300 *i* 569 mm *i zračnog raspora y* = 3,1 mm *sa i bez turbulatora* (v_1 = 3 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) …….. 80

Slika 4.28 *Prikaz raspodjele temperature u uzdužnom presjeku dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut* (y = 3,1 mm, L = 300 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C) ……. 81

Slika 4.29 *Prikaz raspodjele brzine u uzdužnom presjeku dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut* (y = 3,1 mm, L = 300 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C) ……. 81

Slika 4.30 *Vektorski prikaz raspodjele brzine dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut* …… 82

Slika 5.1 *Ispitna linija s kratko spojenim vodom* …….. 84

Slika 5.2 *Ispitna linija za ispitivanje kotlova u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje* ……... 85

Slika 5.3 *Pogled na ložište s usmjerivačem plamena i dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorima u obliku zavojnice* ……. 87

Slika 5.4 *Pozicija mjerenja temperature dimnih plinova u ložištu* ……... 87

Slika 5.5 *Mjerna linija za određivanje količine tekućeg goriva* ……... 88

Slika 5.6 *Vertikalna izvedba mjerne linije za analizu dimnih plinova* ……. 89

Slika 6.1 *Prototip kotla NTK25* …… 91

Slika 6.2 *Presjek kroz NTK25* ……... 92

Slika 6.3 *Konstrukcijsko rješenje dimne komore* …….. 98

Slika 6.4 *Crtež prvog prototipa NTK25* …… 99

Slika 6.5 *Detalj cijevi prvog prototipa NT–kotla* ……. 100

Slika 6.6 *Termoparovi za određivanje temperature stijenke* …… 101

Slika 6.7 *Mjerenja na prvom prototipu NTK25* …… 101

Slika 6.8 *Prikaz raspodjele brzine vode na ulazu u kotao* …… 102

Slika 6.9 *Prikaz raspodjele temperature vode u [K] po osi kotla* …… 103

Slika 6.10 *Prikaz stacioniranja temperatura na strani vode tijekom mjerenja prvog prototipa NTK25* …… 103

Slika 6.11 *Izvedba pričvršćenja termoparova T1-T4* ……. 104

Slika 6.12 *Cijevni snop drugog prototipa NTK25* …….. 105

Slika 6.13 *Prikaz ispitivanja drugog prototipa NTK25* …….. 105

Slika 6.14 *Termogram kotla u radu – drugi prototip* ……. 106
Slika 6.15 *Crtež treće izvedbe prototipa NTK25* …… 107
Slika 6.16 *Treća dimovodna cijev NTK25 na koju su ugrađeni termoparovi T1-T6 – pogled sprijeda* ……... 108
Slika 6.17 *Pozicije termoparova na dimovodnoj cijevi broj 3* ……... 108
Slika 6.18 *Detalj mjerne linije* …… 108
Slika 6.19 *Izrada trećeg prototipa NTK25* ……. 109
Slika 6.20 *Prikaz ispitivanja trećeg prototipa NTK25* ……... 109
Slika 6.21 *Kondenzacija dimnih plinova na trećoj izvedbi prototipa NTK25* …… 110
Slika 6.22 *Prikaz stacioniranja temperatura na strani dimnih plinova tijekom mjerenja treće izvedbe NTK25 s turbulatorima* …… 111
Slika 6.23 *Prikaz stacioniranja temperatura na strani vode tijekom mjerenja treće izvedbe NTK25 s turbulatorima* ……. 112
Slika 6.24 *Crtež četvrtog prototipa NTK25* …… 113
Slika 6.25 *Povratni vod kod četvrtog prototipa NTK25* ……. 114
Slika 6.26 *Kondenzacija dimnih plinova kod četvrtog prototipa NTK25* ……... 114
Slika 6.27 *Crtež petog prototipa NTK25 – bočni presjek kroz predkomoru* …….. 115
Slika 6.28 *Pogled na ulazni dio petog prototipa NTK25* …… 115

Slika 7.1 *Specifični toplinski kapacitet kod konstantnog tlaka c_{pk} za CO_2, CO, H_2O i N_2* ……. 122
Slika 7.2 *Osrednjeni profil neke veličine φ* …….. 134
Slika 7.3 *Podjela turbulentnog graničnog sloja* ……... 146
Slika 7.4 *Izgled mreže kontrolnih volumena kod primjene metode zidnih funkcija odnosno metode uz stijenku* ……... 147
Slika 7.5 *Idealizirani tok isparavanja kapljice ulja prema d^2 –zakonu* ……. 155
Slika 7.6 *Linearna veza između udjela smjese i masenih udjela za jednostavni reakcijski sustav* ……. 157
Slika 7.7 *Podjela modela nepredmiješanog izgaranja na dva problema: 1. miješanje, 2. izgaranje* ……... 158
Slika 7.8 *Shematski prikaz nekog trenutnog stanja turbulentnog nepredmiješanog plamena* ……. 159

Slika 7.9 *Grafički prikaz funkcije gustoće vjerojatnosti* 162
Slika 7.10 *Različiti oblici β funkcije p(ξ) za različite vrijednosti parametara α i β* .. 164
Slika 7.11 *Način proračuna osrednjenih veličina ϕ_i* 165
Slika 7.12 *Izmjena topline kondukcijom i zračenjem* 166
Slika 7.13 *Prijenos topline zračenjem* 168
Slika 7.14 *Diskretizacija sfere* 169
Slika 7.15 *Zračenje na stijenci ložišta* 171
Slika 7.16 *Shematski prikaz mlaza* 174
Slika 7.17 *Dijagram toka proračuna modela diskretne faze* 176
Slika 7.18 *Izmjena mase, topline i količine gibanja između kontinuirane i diskretne faze* 184

Slika 8.1 *Međusobna povezanost glavnih procesa* 187
Slika 8.2 *NTK25 – podjela kotla na tri modela* 188
Slika 8.3 *Ulazni dio plamenika Bentone s vrtložnikom* 194
Slika 8.4 *Računalna mreža ulaznog dijela plamenika Bentone s vrtložnikom* 195
Slika 8.5 *Prikaz konvergencije parcijalnih diferencijalnih jednadžbi kod numeričke simulacije vrtložnika* 196
Slika 8.6 *Prikaz konvergencije brzina na izlazu iz vrtložnika* 196
Slika 8.7 *Brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW* 197
Slika 8.8 *Vektorski prikaz ukupne brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW* 198
Slika 8.9 *Brzine zraka u uzdužnom presjeku vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW* 199
Slika 8.10 *Vektorski prikaz ukupne brzine zraka u uzdužnom presjeku vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW* 199
Slika 8.11 *Brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW* 200
Slika 8.12 *Brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 25 kW* 200

Slika 8.13 *Usporedba ukupne brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 25 i 21,387 kW* ……. 201

Slika 8.14 *Prikaz veličine y^+ na stijenkama vrtložnika NT–kotla bez turbulatora* …. 201

Slika 8.15 *Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene numeričkom simulacijom i mjerenjem za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora (duljina vanjske cijevi L* = 300 mm*)* … 203

Slika 8.16 *Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene numeričkom simulacijom i mjerenjem za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom (duljina vanjske cijevi L* = 300 mm*)* …. 205

Slika 8.17 *Usporedba turbulatora kružnog poprečnog presjeka i presjeka deseterokut* ……. 206

Slika 8.18 *Računalna mreža trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)* …….. 208

Slika 8.19 *Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene mjerenjem i numeričkim simulacijama za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora (duljina vanjske cijevi L* = 300 mm*)* … 210

Slika 8.20 *Prikaz raspodjele brzine* (0–1 m/s*) u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)* …… 211

Slika 8.21 *Prikaz raspodjele temperature* (36–53 °C) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)* …… 211

Slika 8.22 *Prikaz raspodjele temperature* (35–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug* …… 213

Slika 8.23 *Prikaz raspodjele temperature* (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug* …… 214

Slika 8.24 *Prikaz raspodjele temperature* (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci i stijenci predkomore trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug* 214

Slika 8.25 *Računalna mreža trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* …… 215

Slika 8.26 *Prikaz konvergencije temperature* (600–1000 K) *dimnih plinova na ulazu u dimovodne cijevi odnosno na izlazu iz modela 1B* …… 217

Slika 8.27 *Prikaz raspodjele temperature* (20–1000 °C) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* …… 219

Slika 8.28 *Prikaz raspodjele temperature* (20–1000 °C) *u poprečnom presjeku (x = 144 mm – izlaz iz ložišta, ulaz u dimovodne cijevi) trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B* …….. 219

Slika 8.29 *Prikaz raspodjele brzine* (0–5 m/s) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* …… 220

Slika 8.30 *Vektorski prikaz raspodjele brzine (0–5 m/s) u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* …… 220

Slika 8.31 *Prikaz raspodjele specifičnog opterećenja* (10–50 kW/m^2*) ogrjevnih površina* ……. 223

Slika 8.32 *Prikaz raspodjele specifičnog opterećenja* (10–40 kW/m^2) *podnice ložišta* ……. 224

Slika 8.33 *Prikaz raspodjele specifičnog opterećenja* (10–50 kW/m^2*) cilindrične stijenke ložišta* …… 224

Slika 8.34 *Prikaz raspodjele temperature* (35–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug* …….. 226

Slika 8.35 *Prikaz raspodjele temperature* (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug* …….. 227

Slika 8.36 *Prikaz raspodjele temperature* (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci i stijenci predkomore trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug* …… 227

Slika 8.37 *Računalna mreža četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)* …….. 228

Slika 8.38 *Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene mjerenjem i numeričkim simulacijama za slučaj dimovodne cijevi trećeg i četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora* (*duljina vanjske cijevi L =* 300 mm) ……. 230

Slika 8.39 *Prikaz raspodjele brzine* (0–1 m/s) *u uzdužnom presjeku četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)* …… 231

Slika 8.40 *Prikaz raspodjele temperature* (36–50 °C) *u uzdužnom presjeku četvrtog prototipa NTK25 – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)* …… 231

Slika 8.41 *Prikaz raspodjele temperature* (50–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug* ……. 232

Slika 8.42 *Prikaz raspodjele temperature* (55–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug* ……. 233

Slika 8.43 *Prikaz raspodjele temperature* (50–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug* ….. 234

Slika 8.44 *Prikaz raspodjele temperature* (55–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug* ……... 234

POPIS TABLICA

Tablica 2.1	*Stupnjevi djelovanja standardnih i NT–kotlova na tekuća ili plinovita goriva prema zahtjevima norme EN 303–2* ……	18
Tablica 2.2	*Granične vrijednosti emisije štetnih tvari* ……..	19
Tablica 3.1	*Klasifikacija metoda povećanja prijelaza topline prema Berglesu* ……	47
Tablica 4.1	*Slučajevi izbjegavanja kondenzacije dimnih plinova za dimovodne cijevi bez turbulatora* (y = 3,1 mm, α_W = 400 W/(m^{2}K)) ……...	66
Tablica 4.2	*Rezultati numeričke simulacije dimovodnih cijevi* (y = 3,1 mm) *različitih duljina vanjske cijevi bez turbulatora* (y = 3,1 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) ……	70
Tablica 4.3	*Minimalne temperature stijenke dimovodnih cijevi za slučaj gole cijevi i cijevi presvučene PTFE različitih debljina y* (v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) ……	74
Tablica 4.4	*Usporedba minimalnih temperatura stijenke unutarnje cijevi i dimovodnih cijevi prevučenih vanjskom cijevi duljine L i debljine zračnog sloja y* = 3,1 mm *sa turbulatorom i bez njega* (v_1 = 3 i 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) ……	78
Tablica 4.5	*Slučajevi izbjegavanja kondenzacije dimnih plinova za dimovodne cijevi sa turbulatorom* (y = 3,1 mm, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) ..	80
Tablica 6.1	*Radni parametri ispitnog prototipa NTK25* ……...	91
Tablica 6.2	*Ulazni parametri potrebni za termodinamički proračun kotla NTK25* ..	92
Tablica 6.3	*Dimenzije plamena prema Wargi [2] i Kreuhu [25]* ……..	95
Tablica 6.4	*Ispitivanje trećeg prototipa NTK25* ……	111
Tablica 6.5	*Rezultati proračuna trećeg prototipa NTK25* …….	118
Tablica 6.6	*Specifična opterećenja pojedinih ogrjevnih površina trećeg prototipa NTK25 s turbulatorima i bez njih* ……...	119
Tablica 7.1	*Oblici energije i entalpije korišteni u energetskoj jednadžbi* …….	122
Tablica 7.2	*Pregled modela turbulencije* ……..	141
Tablica 8.1	*Ulazni parametri za numeričku simulaciju vrtložnika NTK25 – model 1A* ……	195
Tablica 8.2	*Ulazni parametri za numeričku simulaciju dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora* ……...	203

Tablica 8.3 *Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora* (*duljina vanjske cijevi L* = 300 mm) ……..…….. 203

Tablica 8.4 *Ulazni parametri za numeričku simulaciju dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom* …… 204

Tablica 8.5 *Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom* (*duljina vanjske cijevi L* = 300 mm) …… 204

Tablica 8.6 *Usporedba temperatura dimnih plinova i kontaktnih površina za tri promatrana slučaja* …… 207

Tablica 8.7 *Ulazni parametri za numeričku simulaciju trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug* …….. 209

Tablica 8.8 *Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug* …….. 210

Tablica 8.9 *Količina topline predana preko ogrjevnih površina na stranu vode kod numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora* ……. 212

Tablica 8.10 *Prosječne vrijednosti koeficijenta prijelaza topline α trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora na strani vode* ……... 212

Tablica 8.11 *Ulazni parametri za numeričku simulaciju trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* …… 216

Tablica 8.12 *Rezultati dobiveni numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – izlaz iz modela 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* …….. 218

Tablica 8.13 *Usporedba temperatura dobivenih mjerenjem i numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* ……. 221

Tablica 8.14 *Usporedba rezultata dobivenih proračunom i numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* ……. 222

Tablica 8.15 *Specifična opterećenja ogrjevnih površina trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)* …… 223

Tablica 8.16 *Ulazni parametri za numeričku simulaciju trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug* …… 225

Tablica 8.17 *Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug* ……... 225

Tablica 8.18 *Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije za treći i četvrti prototip NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug* …….. 229

Tablica 8.19 *Količina topline predana preko ogrjevnih površina na stranu vode kod numeričke simulacije četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora* …….. 230

1. UVOD

1.1 OPIS PROBLEMA

Standardne toplovodne kotlove na loživo ulje i plin sve više zamjenjuju niskotemperaturni i kondenzacijski kotlovi. Razlog tomu je težnja za postizanjem što boljeg stupnja djelovanja kotla u okviru općih nastojanja za štednjom energije. Kod novih se konstrukcija toplovodnih kotlova osim dobrog stupnja djelovanja traže i kvaliteta izgaranja koja osigurava emisiju štetnih tvari u dimnim plinovima (CO, NO_x, C_xH_y) u propisanim granicama, čime se doprinosi očuvanju okoliša i smanjenju globalnog zagrijavanja.

Prema definiciji koju daje europska norma, niskotemperaturni kotao (u nastavku skraćeno NT–kotao) je toplinski aparat konstruiran tako da može kontinuirano raditi s vodom ulazne temperature 35 °C do 40 °C, uz eventualno moguću pojavu kondenzacije u određenom režimu rada. Ulazna se temperatura vode putem kotlovske regulacije kontinuirano mijenja s temperaturom okoline u granicama od minimalne do maksimalno dopuštene vrijednosti. Snižavanjem temperature vode u kotlu na vrijednosti primjerene trenutačnom stanju potrebe za toplinskom energijom smanjuju se ukupni gubici kotla. Zbog niskih temperatura vode u NT–kotlu može uslijed neadekvatnih konstrukcijskih rješenja doći do pothlađivanja dimnih plinova uz kondenzaciju vodene pare na površinama koje su s druge strane oplakivane najhladnijom vodom. Nastali kondenzat sadrži dio sumpora i ugljik-dioksida iz dimnih plinova te je kiseo i izaziva koroziju koja smanjuje trajnost kotla. Konstrukcija kotla mora se izvesti tako da se spriječi kondenzacija dimnih plinova, a što se postiže održavanjem kritičnih površina iznad temperature rosišta dimnih plinova. Temperatura rosišta funkcija je parcijalnog tlaka vodene pare u dimnim plinovima i kvalitete izgaranja, tj. sadržaja CO_2 u dimnim plinovima. U slučaju izgaranja ekstra lakog loživog ulja kod sadržaja CO_2 od 13,5% u dimnim plinovima, što odgovara kvalitetnom izgaranju, temperatura na kojoj se javlja kondenzacija je oko 47 °C, a kod plina 57 °C. Održavanje temperature površine oplakivane dimnim plinovima na vrijednosti iznad temperature kondenzacije ostvaruje se konstrukcijom, načinom strujanja vode kroz kotao, parametrima strujanja vode i dimnih plinova, te kvalitetom izgaranja. Razvoj NT–kotlova koji bi udovoljili tim zahtjevima danas se još uvijek temelji na eksperimentima.

Uvođenjem metode koja će omogućiti analizu konstrukcije i izmjene topline u kotlu i tako osigurati rješavanje problema kondenzacije u NT–kotlovima ubrzao bi se njihov razvoj od ideje do prototipa.

Općenito se konstrukcija toplinskih aparata zasniva na termodinamičkom i hidrauličkom proračunu te proračunu čvrstoće. Termodinamičkim se proračunom određuju potrebne površine za izmjenu topline, hidraulički proračun definira presjeke strujanja i padove tlaka, a proračun čvrstoće osigurava stabilnost konstrukcije. Kod toplovodnih kotlova u kojima se izgaranjem goriva kemijski vezana energija pretvara u toplinsku, pojave vezane za prijenos topline i mase, kao i načini strujanja medija su vrlo složene i teško ih je kvalitetno riješiti klasičnim metodama proračuna, pa je neophodno provesti i veliki broj eksperimenata kojima se potvrđuju bitni zahtjevi postavljeni na konstrukciju.

Razvojem računalnih metoda stvorena je osnova za simulaciju pojedinih procesa prisutnih u toplovodnom kotlu kako na strani vode tako i na strani izgaranja goriva, strujanja dimnih plinova kroz kotao i njihovih interakcija. Postavljanjem numeričkog modela koji bi obuhvatio sve procese izmjene topline i načine strujanja dobio bi se uvid u parametre na osnovi kojih se može procijeniti kvaliteta konstrukcije. Jednako tako moglo bi se pomoću takvog modela analizirati izmjene na konstrukciji napravljene u cilju dobivanja kvalitetnog rješenja. S obzirom na moguću brzinu simulacije ponašanja toplovodnog kotla, vrijeme potrebno za eksperimente znatno bi se smanjilo, a rezultat bi bio kvalitetniji od onoga dobivenog klasičnim putem.

U predloženom radu potrebno je modelirati niskotemperaturni toplovodni kotao učina 25 kW, koji se kao prototip ispituje u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje Fakulteta strojarstva i brodogradnje, te simulacijom potvrditi provedena mjerenja i na taj način dokazati pouzdanost numeričkog modela. Kao kritični elementi kotla u smislu pojave kondenzacije javljaju se dimovodne cijevi, dimna komora i prednja cijevna stijenka, a što je utvrđeno pokusima. Koristeći postavljeni model analizirat će se izvedba dimovodnih cijevi, oblika cijev u cijevi, s umetnutim turbulatorima ili bez njih i pokazati utjecaj promjera cijevi te zračnog raspora između unutarnje i vanjske cijevi na pojavu kondenzacije, te odrediti potrebne dužine vanjske cijevi s kojom se ostvaruje temperatura stijenke na strani dimnih plinova koja je iznad temperature rošenja.

U literaturi se mogu naći radovi koji se bave problematikom izgaranja i prijelaza topline u kotlovima. Velika većina autora zasniva svoj rad na eksperimentu [1]-[4]. Tako npr. El-Mahallawy i ostali [1] provode eksperimentalna mjerenja na toplovodnom kotlu loženom lakim loživim uljem s tri prolaza dimnih plinova i asimetričnim ložištem konstantnog unutarnjeg promjera, dok duljinu ložišta variraju u svrhu određivanja optimalne duljine ložišta u pogledu prijelaza topline, nastalih polutanata i opterećenja ložišta.

Promatraju kako duljina reverzibilnog ložišta utječe na temperaturu plamena, aksijalnu brzinu strujanja dimnih plinova i koncentracije nastalih kemijskih spojeva. Također u treći prolaz dimnih plinova postavljaju turbulatore različitih duljina i koraka s ciljem povećanja prijelaza topline, te provode mjerenja s turbulatorom i bez njega.

Warga u svojoj doktorskoj disertaciji [2] provodi eksperimentalna mjerenja na 5 kotlova na loživo ulje. Četiri od njih su toplovodni i imaju nazivni učin 450 kW, a peti ispitivani kotao je parni kotao nazivnog učina 4 MW. Kotlovi učina 450 kW razlikuju se međusobno u konstrukciji vrata (stijenka vrata hlađena vodom da bi se dodatno povećao prijelaz topline), tri imaju unutar ložišta ubačenu dodatnu cijev koja usmjerava dimne plinove, dok je jedan izveden bez dodatne cijevi. Autor je u svom radu razvio matematički model za proračun prijelaza topline u takvim kotlovima, te rezultate matematičkog modela usporedio s onima dobivenim eksperimentalno. Pri tome je posebnu pažnju posvetio prijelazu topline na stijenkama na koje okomito nastrujavaju nastali dimni plinovi (podnica ložišta, vrata, prednja cijevna stijenka ložišta), te prijelazu topline u dimovodnim cijevima s umetnutim turbulatorima u obliku zavojnice, pomoću kojih se povećava turbulencija vrućih dimnih plinova, razbija granični sloj i na taj način povećava prijelaz topline konvekcijom s dimnih plinova na stijenku cijevi.

Zanimljiv je nadalje rad Morcosa i dr. [3], koji se također bazira samo na eksperimentu. U radu se promatra utjecaj geometrije plamenika, omjera masenog protoka zraka i goriva, omjera tlakova goriva i zraka i stupanj vrtloženja na duljinu plamena. Rezultati mjerenja obuhvaćeni su jednadžbom kojom se može odrediti duljina plamena s apsolutnom greškom manjom od 11,5%. Analiza eksperimentalnih podataka pokazala je, da duljina plamena uglavnom opada s povećanjem omjera masenog protoka primarnog zraka i goriva, promjerom plamene cijevi plamenika, aksijalnom udaljenošću između izlaza iz ložišta i ulaza u plamenu cijev, omjerom tlaka goriva i zraka i stupnjem vrtloženja. S povećanjem duljine plamene cijevi dolazi i do povećanja duljine plamena.

Interesantni su radovi koji se baziraju na numerici i eksperimentu.

Tako npr. Huang i drugi [5] provode 3D numeričku simulaciju plinskog kotla snage 16 kW. Kotao je podijeljen na dva modela. U prvom modelu je modelirano ložište, a u drugom modelu je modeliran izmjenjivač topline u kojemu dimni plinovi nastali u ložištu predaju toplinu preko cijevnog snopa. Izmjenjivač topline se nastavlja na ložište, tako da je najprije provedena simulacija ložišta, a zatim simulacija izmjenjivača. Izlazni podaci modela ložišta, kao što su brzine, temperature i sastav nastalih dimnih plinova koriste se kao ulazni podaci za model izmjenjivača.

Prilikom simulacije ložišta pretpostavljena je adijabatska stijenka ložišta. Ova konstrukcija kotla je specifična, jer omogućava podjelu cijele domene kotla na dva nezavisna modela, koji se ne moraju istovremeno simulirati.

Saario i drugi [6] koriste Fluent za 2D numeričku simulaciju cilindričnog ložišta u kojem izgara teško loživo ulje. Uspoređivani su standardni $k - \varepsilon$ i RSM (engl. *Reynolds Stress Model*) modeli turbulencije. Pokazalo se da standardni $k - \varepsilon$ model ne može predvidjeti vrtložno strujanje u samom ložištu, dok se RSM model pokazao kao pouzdaniji, ali vjerojatno i računski zahtjevniji što nisu posebno naglasili.

Interesantan je rad Furuhata i drugi [7] koji su proveli numeričku simulaciju ložišta na teško loživo ulje, te su rezultate dobivene simulacijom usporedili s eksperimentalnim rezultatima. U njihovoj domeni ložišta, u blizini sapnice kroz koju se ubrizgava gorivo u ložište, smještena je i zastojna ploča s ukupno 8 proreza, koja služi za stabilizaciju plamena. Samo ložište je cilindričnog oblika, hlađeno vodom. Za opis turbulentnog strujanja koristili su standardni $k - \varepsilon$ model, a što je vjerojatno razlog nepodudaranja rezultata dobivenih mjerenjem pojedinih parametara (temperatura, O_2, CO_2) s rezultatima dobivenim numeričkom simulacijom u blizini zastojne ploče pri simulaciji izgaranja teškog loživog ulja. Za slučaj hladnog izotermnog strujanja spomenuti rezultati u pogledu polja strujanja se podudaraju.

Mnogi se autori bave simulacijama procesa izgaranja u kotlu. Većina njih provodi samo simulaciju ložišta, najčešće bez plamenika, te ulaze u ložište s poznatim brzinama strujanja zraka.

U literaturi je pronađen razmjerno mali broj radova na temu kondenzacije para u prisutnosti nekondenzirajućih plinova u toplovodnim kotlovima [8]-[12]. Osakabe i ostali [8] eksperimentalno su proučavali kondenzaciju vlažnih dimnih plinova oko horizontalnih cijevi. Dimni plinovi, nastali izgaranjem prirodnog plina u kotlu vođeni su u prozirnu izmjenjivačku sekciju od polikarbonata poprečnog presjeka 160x101 mm^2 u prostor oko horizontalnih cijevi. Prelaskom preko cijevi dimni plinovi su odavali toplinu na stranu vode koja je prostrujavala u cijevima od nehrđajućeg čelika. Maseni udio vodene pare u vlažnim dimnim plinovima iznosio je između 11,1 i 9,7%, odnosno smanjivao se je s povećanjem pretička zraka. Eksperimenti su provedeni za tri različita faktora pretička zraka λ = 1,09, 1,2 i 1,33, u širokom području temperatura stijenki cijevi, koje pokriva suho područje i područje kondenzacije. Granica između suhog područja i područja kondenzacije definirana je rosištem određenom temperaturom zasićenja za odgovarajući parcijalni tlak pare u dimnim plinovima.

Uočeno je da pH vrijednost kondenzata iznosi približno 5, te da lagano opada s povećanjem pretička zraka odnosno s povećanjem protoka dimnih plinova. Uočeno je povećanje područja stijenke prekriveno tankim slojem kondenzata snižavanjem temperature stijenke. Potvrđeno je dobro slaganje ukupnog toplinskog toka dobivenog na osnovi eksperimenta s ukupnim toplinskim tokom izračunatim korelacijom prema Zukauskasu u području stijenke s višim temperaturama, dok je u području stijenke s nižim temperaturama (< 30 °C) ukupni toplinski tok dobiven eksperimentalno bio veći od onog izračunatog prema spomenutoj korelaciji.

Jia i drugi u [9] proveli su eksperimentalnu studiju kondenzacije vlažnih dimnih plinova u plastičnom izmjenjivaču napravljenom od politetrafluoretilena. Vlažni dimni plinovi dobiveni su izgaranjem prirodnog plina u kotlu učina 81,4 kW. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla iznosila je 130 °C, a udio vodene pare u dimnim plinovima je bio između 15 i 17% (rosište je oko 58 °C). SO_2 je naknadno ubrizgavan u vlažne dimne plinove s ciljem dobivanja mješavine plinova s različitim koncentracijama SO_2. Dimni plinovi temperature 130 °C su ohlađivani u izmjenjivaču vodom na 60 °C, te su zatim vođeni u spomenuti plastični izmjenjivač u kojem dolazi do kondenzacije. Visina plastičnog izmjenjivača je 700 mm, a njegova izmjenjivačka površina iznosi 1,95 m^2. Dimni plinovi u plastičnom izmjenjivaču predavali su toplinu zraku. Zaključeno je slijedeće: ukoliko je koncentracija vodene pare u vlažnim dimnim plinovima koji sadrže SO_2 velika, plastični izmjenjivač se može koristiti za primanje osjetne i latentne topline i za sprječavanje korozije uslijed nastalog kiselog kondenzata. U plastičnom izmjenjivaču je postignut veći pad temperature dimnih plinova odnosno veća toplinska efikasnost. Kondenzacija vodene pare u vlažnim dimnim plinovima povećava ukupni prijelaz topline. Dobiveni je ukupni koeficijent prijelaza topline dva puta veći od koeficijenta prijelaza topline u slučaju same konvekcije. Zaključeno je da se prijelaz topline kondenzacijom ne može zanemariti kod vlažnih dimnih plinova s koncentracijom vodene pare od 10 do 20%.

U [10] su Jia i ostali proučavali teorijski i eksperimentalno utjecaj kondenzacije vodene pare na ukupni prijelaz topline kod vlažnih dimnih plinova u vertikalnoj cijevi od nehrđajućeg čelika dimenzije ∅8x1 mm i duljine 0,475 m. Volumni udio vodene pare iznosio je između 10 i 20%. Zaključeno je da je kondenzacija pare u vlažnim dimnim plinovima važna te da povećava prijelaz topline u vertikalnoj cijevi. Doprinos latentne topline ovisi o temperaturi stijenke i koncentraciji pare u ukupnom strujanju.

Wu i Vierow [11] su proučavali kondenzaciju pare u horizontalnim cijevima u prisutnosti nekondenzirajućih plinova. Međutim maseni udio nekondenzirajućih plinova iznosio je u njihovom radu maksimalno 20%. U svom radu istaknuli su razliku u učinkovitosti gornjeg i donjeg dijela ispitivane horizontalne cijevi.

Karl i Hein se u svom radu [12] osvrću na pojavu magle (spontana kondenzacija) unutar graničnog sloja binarne mješavine pare i dušika, te na kondenzaciju pare na kapljicama vode u graničnom sloju magle.

Iz navedenoga je vidljivo da su radovi u kojima se tretira kondenzacija usmjereni isključivo na područje kondenzacijskih kotlova, u kojima se namjerno izaziva kondenzacija s ciljem potpunijeg iskorištenja toplinskog potencijala goriva. Nasuprot tome, u literaturi nisu pronađeni relevantni radovi koji obrađuju problem sprječavanja kondenzacije dimnih plinova u dimovodnim cijevima niskotemperaturnih toplovodnih kotlova, što je temeljni cilj predloženog rada.

1.2 HIPOTEZA RADA

Rad se temelji na hipotezi da složeni numerički model za simulaciju rada niskotemperaturnog toplovodnog kotla, koji obuhvaća procese pripreme gorive smjese u plameniku, izgaranje i prijelaz topline na ogrjevnoj strani, te strujanje i prijelaz topline na strani vode, može pružiti vjerodostojne podatke o procesima izmjene topline i mase u kotlu, te da se s takvim modelom može istraživati utjecaj različitih geometrija kotla na sprječavanje kondenzacije dimnih plinova.

Na taj se način ostvaruju značajne prednosti u odnosu na klasični pristup rješavanju prototipa:

- dobiva se cjelokupna slika termodinamičkih procesa u toplovodnom kotlu u prijelaznom i stacionarnom stanju,
- određuju se parametri važni za procjenu pojedinih konstrukcijskih rješenja na prototipu čijom se sustavnom varijacijom mogu postići optimalni rezultati,
- smanjuje se broj potrebnih eksperimenata.

Pomoću osnovanog složenog modela za simulaciju, potvrđenog na izvedenom prototipu, provodi se analiza utjecaja geometrije dimovodnih cijevi izvedenih kao cijev u cijevi sa zračnim slojem među njima te utjecaja turbulatora na potrebnu dužinu vanjske cijevi kojom se osigurava temperatura stijenke u dodiru s dimnim plinovima na vrijednosti iznad temperature rošenja. Analiza obuhvaća prijelaz topline na strani dimnih plinova i vode u granicama brzina strujanja i temperatura karakterističnih za niskotemperaturne kotlove. Dobiveni podaci potvrđuju se eksperimentalno za geometriju izvedenog prototipa.

Takav provjereni numerički model omogućuje dakle optimizaciju geometrije dimovodnih cijevi niskotemperaturnih toplovodnih kotlova u širokom rasponu snaga s ciljem poboljšanja ekonomičnosti i sprječavanja kondenzacije.

1.3 METODOLOGIJA ISTRAŽIVANJA

Postavljena hipoteza provjerena je usporedbom rezultata dobivenih primjenom složenog modela za simulaciju rada temeljenom na numeričkom paketu Fluent 6.2 [13] i Gambit 2.2 [14] i onih dobivenih eksperimentalno na prototipu. U tu svrhu u vremenu su promatrane promjene svih relevantnih parametara mjerodavnih za rad kotla i provedbu analize.

Numerički model temelji se na metodi kontrolnih volumena, te obuhvaća sve bitne faze procesa izgaranja: ubrizgavanje i isparavanje goriva u struju zraka, turbulentno strujanje, izgaranje, prijenos topline konvekcijom, kondukcijom i zračenjem. Model se ograničava na izgaranje ekstra lakog loživog ulja, jer su za to gorivo raspoloživi eksperimentalni podaci.

Prototip niskotemperaturnog toplovodnog kotla je snage 25 kW i za njega je postavljena mjerna linija s pripadajućim mjernim sondama i sustavom za prikupljanje podataka. Potrebno je naglasiti da je mjerna linija projektirana i postavljena u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje Fakulteta strojarstva i brodogradnje, Zagreb.

Računalna domena niskotemperaturnog kotla podijeljena je na dva osnovna modela:

1. model na strani dimnih plinova i
2. model na strani vode.

Nakon verifikacije modela pristupa se analizi utjecaja geometrijskih i strujnih parametara za dimovodne cijevi niskotemperaturnih kotlova na pojavu kondenzacije dimnih plinova u cijevi. Analiza obuhvaća varijacije brzine strujanja i temperature dimnih plinova na ulazu u cijev, koeficijenta prijelaza topline na strani vode, duljine vanjske cijevi, debljine zračnog sloja između unutarnje i vanjske cijevi te utjecaj turbulatora u obliku zavojnice, a s ciljem dobivanja potrebne dužine dijela cijevi u izvedbi cijev u cijevi. Određena dužina vanjske cijevi osigurava zadovoljavajuće temperature unutrašnje cijevi koja je u dodiru s dimnim plinovima obzirom na pojavu kondenzacije.

1.4 OPIS PO POGLAVLJIMA

U uvodnom *prvom* poglavlju opisan je problem koji se istražuje, obrađena je relevantna literatura, postavljena hipoteza rada te dana metodologija istraživanja. Na kraju poglavlja dan je kratki pregled rada po poglavljima.

U drugom teorijskom poglavlju *Toplovodni kotlovi* dana je podjela toplovodnih kotlova prema karakterističnim parametrima. Pobliže je opisana problematika NT–kotla, navedene su temperature kondenzacije za zemni plin i EL loživo ulje te su spomenute tri najčešće konstrukcijske mjere sprječavanja niskotemperaturne korozije. Prikazani su zahtjevi norma koji se postavljaju na NT–kotlove (stupanj djelovanja, temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla te granične vrijednosti emisije štetnih tvari). U nastavku su navedeni načini regulacije NT–kotlova. Na kraju drugog poglavlja opisani su osnovni dijelovi NT–kotla, a posebna pažnja posvećena je uljnom plameniku. Detaljno je opisano raspršivanje ulja u sapnici uljnog plamenika, te elementi plamenika koji služe za stabilizaciju plamena (vrtložnik i zastojna ploča).

Osnove prijelaza topline u NT–kotlu na strani izgaranja i na strani kotlovske vode dane su u *trećem* poglavlju. Skrenuta je pozornost na znatno lošiji prijelaz topline na strani dimnih plinova, te su posebno opisane mogućnosti intenziviranja prijelaza topline u NT–kotlovima s posebnim osvrtom na turbulatore općenito i na turbulatore u obliku zavojnice.

Problem kondenzacije dimnih plinova i niskotemperaturne korozije te mjere za njihovo sprječavanje opisani su u *četvrtom* poglavlju. U ovom poglavlju prikazani su rezultati provedenih numeričkih simulacija dimovodnih cijevi NT–kotla, oblika cijev u cijevi, sa i bez umetnutih turbulatora u obliku zavojnice. Od utjecajnih parametara u spomenutim numeričkim simulacijama varirani su brzina i temperatura dimnih plinova na ulazu u dimovodne cijevi, koeficijent prijelaza topline na strani vode, duljina vanjske cijevi, debljina zračnog sloja i koeficijent toplinske vodljivosti materijala stijenke cijevi. Naveden je problem generiranja mreže kontrolnih volumena u slučaju dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorom u obliku zavojnice. Uočen je korisni efekt turbulatora u obliku zavojnice na prijelaz topline, a time i na povećanje sporne temperature stijenke na strani dimnih plinova.

Ispitna linija na kojoj su provedena ispitivanja prototipova NT–kotla opisana je u *petom* poglavlju. Detaljno je dan postupak određivanja toplinskog učina te je opisana provedba ispitivanja toplovodnih kotlova prema normama EN 303–1, EN 303–2 i EN 304. Navedene su veličine mjerene prilikom ispitivanja prototipova NT–kotla.

U *šestom* poglavlju proveden je preliminarni proračun NT–kotla nazivnog učin 25 kW. Detaljno su opisana mjerenja i rekonstrukcije provedene u toku razvoja prototipa NT–kotla, te su dane glavne dimenzije potrebne za izradu prototipa. Na kraju poglavlja je na osnovi rezultata mjerenja za prototip NT–kotla proveden kontrolni proračun.

U sedmom poglavlju *Osnove numeričkog modeliranja* opisan je matematički model svih procesa koji se odvijaju u NT–kotlu. Navedene su osnovne termo-kemijske relacije, jednadžbe održanja kod strujanja s kemijskom reakcijom, te su opisani korišteni modeli (model turbulencije, model nepredmiješanog izgaranja, model zračenja i model diskretne faze).

Rezultati numeričkih simulacija, provedenih za dva prototipa NT–kotla bez turbulatora s glavnim ciljem dobivanja temperaturne raspodjele na ogrjevnim stijenkama NT–kotla, prikazani su u osmom poglavlju *Numerički model prototipa NT–kotla*. Zbog kompleksnosti samog modela te ograničene memorije i snage računala računalna domena prototipa NT–kotla podijeljena je na tri modela: 1A–model vrtložnika, 1B–model na strani izgaranja (dio plamenika sa zastojnom pločom, ložište i predkomora) i 2–model na strani vode s dimnim plinovima u dimovodnim cijevima. Cilj numeričke simulacije vrtložnika je bio dobiti profil brzina (aksijalna, radijalna i tangencijalna komponenta brzine) nakon prostrujavanja zraka preko vrtložnika, a prije ubrizgavanja tekućeg goriva. Dobiveni profil brzina je preslikan kao rubni uvjet prilikom ulaska zraka u model 1B. U prvom koraku numeričkih simulacija prototipova NT–kotla najprije je provedena simulacija modela 2, pri čemu su kao rubni uvjet na veznim stijenkama između modela 1B i 2 korištene prosječne vrijednosti specifičnog toplinskog opterećenja veznih stijenki dobivenih proračunom. Određene su kritične površine na kojima dolazi do kondenzacije dimnih plinova, odnosno na kojima je temperatura stijenke manja od dogovorom utvrđene granične temperature stijenke 65 °C. Prilikom numeričke simulacije modela 1B kao rubni uvjet na veznim stijenkama korištene su prosječne vrijednosti koeficijenta prijelaza topline dobivene nakon numeričke simulacije modela 2. U drugom krugu numeričke simulacije modela 2 kao rubni uvjet na veznim stijenkama korištene su specifična opterećenja dobivena numeričkom simulacijom modela 1B. Određene kritične ogrjevne površine prevlače se dvostrukom stijenkom u svrhu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova. Posebno su provedene numeričke simulacije dimovodnih cijevi sa i bez turbulatora u obliku zavojnice, pri čemu su dobiveni rezultati uspoređeni s rezultatima mjerenja.

Rad završava zaključkom u *devetom* poglavlju, gdje je opisan doprinos problemu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova u NT–kotlu. Zaključeno je da razvijeni numerički model omogućuje optimiranje relevantnih geometrijskih parametara NT–kotla još u fazi konstrukcije. Time se znatno smanjuje broj eksperimenata, te skupa izrada velikog broja prototipova. Simulacija putem modela daje bolji uvid u procese izgaranja, izmjene topline i strujanja medija na strani vode i na strani dimnih plinova, čime se dobivaju podaci nužni za konstrukciju novih toplovodnih kotlova s posebnim naglaskom na problem sprječavanja pojave kondenzacije u niskotemperaturnom režimu rada.

2. TOPLOVODNI KOTLOVI

2.1 PODJELA TOPLOVODNIH KOTLOVA

Općenito, toplovodni kotlovi se razvrstavaju u tri glavne skupine:

1. standardni kotlovi
2. niskotemperaturni kotlovi (skraćeno NT–kotlovi)
3. kondenzacijski kotlovi

Definicije pojedinog tipa kotla:

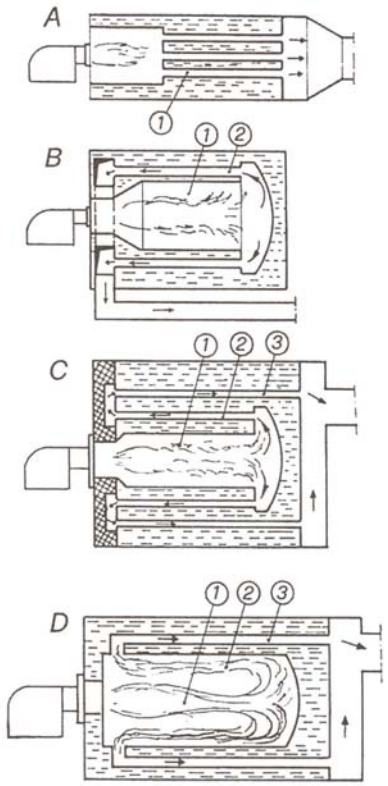
1. Standardni kotao – toplovodni kotao kod kojeg se prosječna pogonska temperatura, zbog same konstrukcije kotla sa svrhom sprječavanja kondenzacije vodene pare sadržane u dimnim plinovima, održava na temperaturi 70 do 80 °C
2. Niskotemperaturni kotao – toplovodni kotao koji može kontinuirano raditi s temperaturom povratne vode do 35 °C i kod kojeg u određenim uvjetima može nastupiti kondenzacija vodene pare sadržane u dimnim plinovima
3. Kondenzacijski kotao – toplovodni kotao konstruiran upravo za kondenzaciju većeg dijela vodene pare sadržane u dimnim plinovima u svrhu iskorištenja latentne topline, tj. gornje ogrjevne moći.

2.2 DRUGE PODJELE TOPLOVODNIH KOTLOVA

Toplovodni kotlovi se mogu podijeliti prema čitavom nizu parametara:

- prema nazivnom učinu (kapacitetu):
  - mali (do 50 kW)
  - srednji (od 50 do 500 kW)
  - veliki (veći od 500 kW)
- prema gorivu:
  - kotlovi na plin
  - kotlovi na ulje
  - kotlovi na kruta goriva (koks, kameni ugljen, lignit, drvo i drvni otpaci i dr.)
  - električni kotlovi
- prema materijalu izrade:
  - lijevanoželjezni kotlovi, izrađeni od lijevanih elemenata-članaka
  - čelični kotlovi i kotlovi od legiranog čelika, izrađenih od limova i cijevi zavarivanjem

- prema načinu vođenju dimnih plinova u kotlu (slika 2.1):
  - kotlovi s jednim prolazom
  - kotlovi s dva prolaza
  - kotlovi s tri prolaza
  - kotlovi s povratnim strujanjem u ložištu (reverzibilno ložište)
  - kotlovi bez povratnog strujanja u ložištu



Slika 2.1 Podjela kotlova prema načinu vođenja dimnih plinova u kotlu
A-kotlovi s jednim prolazom, B-kotlovi s dva prolaza, C-kotlovi s tri prolaza, D-kotlovi s povratnim strujanjem (reverzibilno ložište)

- prema izvedbi i načinu rada plamenika:
  - plamenik bez ventilatora (atmosferski plamenik)
  - plamenik s ventilatorom (ventilatorski plamenik), koji može biti jednostupanjski plamenik ili plamenik s dvostupanjskom ili kontinuiranom regulacijom učina loženja
- prema načinu dovođenja zraka za izgaranje i odvođenja dimnih plinova:
  - pogon ovisan o zraku u prostoriji. Zrak potreban za izgaranje uzima se iz prostorije u kojoj je postavljen kotao.
  - pogon neovisan o zraku u prostoriji. Zrak potreban dovodi se preko sustava zrak/dimni plinovi.

2.3 NISKOTEMPERATURNI TOPLOVODNI KOTLOVI

Kod standardnih kotlova, temperatura vode u kotlu održava se konstantnom na temperaturi 70 do 80 °C neovisno o potrebi za toplinom odnosno neovisno o vanjskim vremenskim prilikama da bi se spriječila korozija na ogrjevnim površinama kotla uzrokovana kondenzacijom dimnih plinova. Posljedica rada kotla na nepotrebno visokim temperaturama su povećani toplinski gubici odnosno manji stupanj djelovanja.

2.3.1 NT–kotlovi općenito

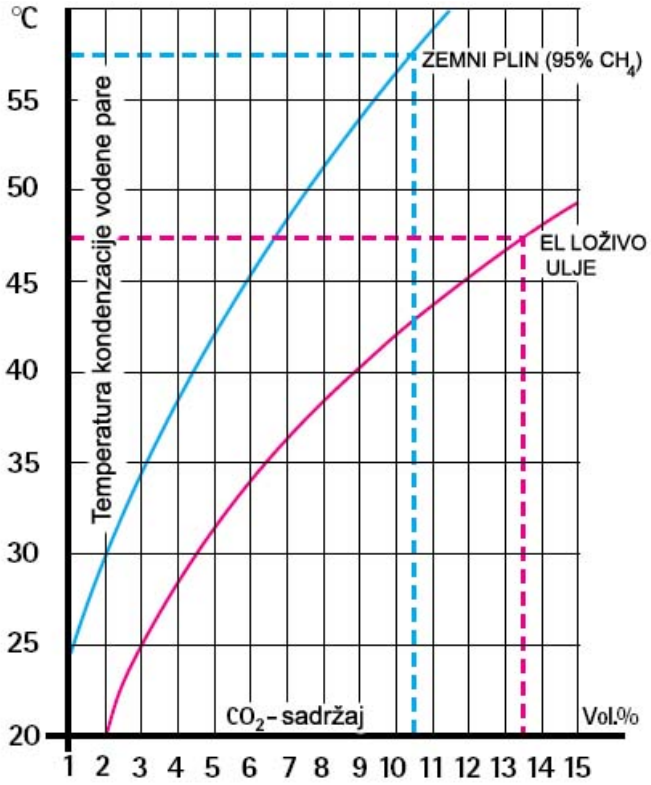
Od suvremenih konstrukcija kotlova traži se prije svega smanjenje potrošnje goriva i emisije štetnih tvari, te povećanje stupnja djelovanja. Tako se je na tržištu osamdesetih godina prošlog stoljeća pojavila nova konstrukcija kotlova nazvana niskotemperaturni kotlovi (NT–kotlovi). Posebnost NT–kotlova je mogućnost njihovog rada na nižim temperaturama kotlovske vode. NT–kotao ima tzv. klizni način rada, što znači da temperatura kotlovske vode klizi između propisane maksimalno dopuštene povratne temperature vode sve do 35 °C ili čak i niže, ovisno o potrebnom učinu.

Kod NT–kotlova s kliznim načinom rada, kotlovska voda se zagrijava uvijek na potrebnu polaznu temperaturu vode u ovisnosti o vanjskoj temperaturi ili nekoj drugoj prikladnoj vodećoj veličini. Na taj način se, u usporedbi sa standardnim kotlovima, značajno smanjuju nepotrebni toplinski gubici jer je razlika između temperature vode u kotlu i temperature okoliša manja. Kod standardnih kotlova takvo sniženje temperature kotlovske vode nije moguće zbog opasnosti od kondenzacije dimnih plinova koji uzrokuju koroziju kotla. Nastali kondenzat je kiseo ($pH < 5$) te izaziva niskotemperaturnu koroziju, što je naravno uzrokom negativnih posljedica na trajnost kotla te je nužno spriječiti kondenzaciju dimnih plinova odnosno potrebno je održavati temperature ogrjevnih površina na strani dimnih plinova iznad rosišta.

2.3.2 Posebnosti NT–kotlova

Zbog niskih temperatura vode u NT–kotlu može doći do pothlađivanja dimnih plinova odnosno do njihove kondenzacije u dimovodnim cijevima i na pothlađenim stijenkama dimne komore. Temperatura kondenzacije dimnih plinova funkcija je sadržaja CO_2 u dimnim plinovima odnosno kemijskog sastava pojedinog goriva, te je stoga različita za različite vrste goriva. Tako npr. temperatura kondenzacije za zemni plin (95% CH_4) kod sadržaja CO_2 od 10,5% iznosi 57 °C, dok za EL loživo ulje kod sadržaja CO_2 od 13,5% iznosi 47 °C (slika 2.2).

Navedeni sadržaji CO_2 od 10,5% za zemni plin i 13,5% za EL loživo ulje su sadržaji CO_2 koji odgovaraju kvalitetnom izgaranju (minimalne količine CO, NO_x).



Slika 2.2 Temperature kondenzacije zemnog plina i EL loživog ulja

Kondenzacija se ne smije pojaviti pri radnim temperaturama koje osigurava regulacija. Povremena kondenzacija kod hladnog starta se tolerira.

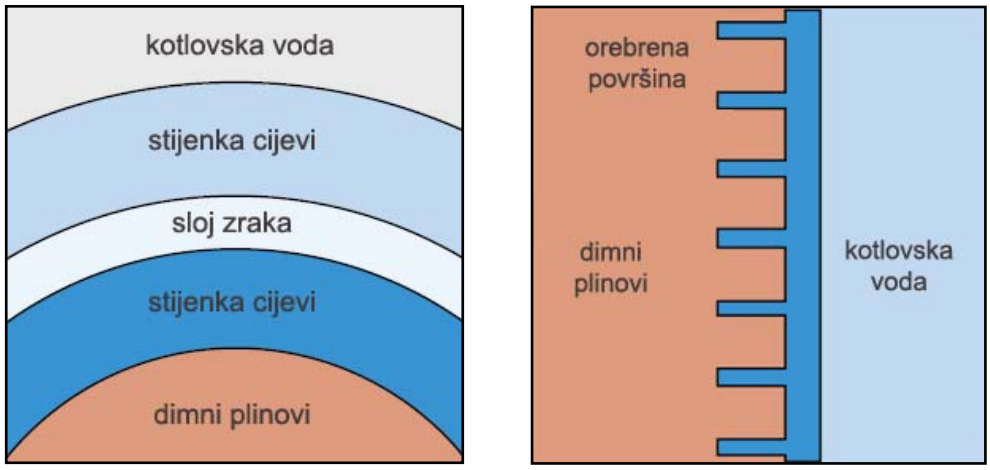
Ukoliko temperatura ogrjevnih površina na strani dimnih plinova padne ispod temperature kondenzacije vodene pare, dolazi do neželjene kondenzacije, koju kod niskotemperaturnih kotlova treba spriječiti, za razliku od kondenzacijskih kotlova kod kojih je ona upravo željena.

Opasnost od oštećenja nastalih korozijom kod modernih NT–kotlova sprječava se različitim konstrukcijskim mjerama i uporabom posebnih materijala gradnje. Dijelovi kotla koji dolaze u dodir s plinovima izgaranja izrađuju se iz materijala kao npr. specijalni lijev, emajlirani ili s keramičkim slojem zaštićeni čelični lim kao i legirani čelik, koji su otporni na eventualno nastali kondenzat dimnih plinova.

Većina NT–kotlova ima ″vruću″ komoru izgaranja, koja nije direktno oplakivana s kotlovskom vodom. Na taj se način komora izgaranja odnosno ložište održavaju na višoj temperaturi. U trajnom pogonu je temperatura stijenke ložišta veća od temperature kod koje dolazi do kondenzacije dimnih plinova. Kondenzat, koji eventualno nastane na samom početku prilikom uključivanja plamenika, kasnije ispari.

Da bi se spriječila niskotemperaturna korozija odnosno kondenzacija plinova izgaranja kod NT–kotlova, potrebno je temperaturu stijenki ogrjevnih površina na strani dimnih plinova održavati iznad temperature rosišta, koja za zemni plin iznosi 57 °C, a za loživo ulje 47 °C. U praksi su poznate slijedeće konstrukcijske mjere sprječavanja niskotemperaturne korozije (slika 2.3):

- *dvoslojne ogrjevne površine*, kojima se povećava razlika između površinskih temperatura na strani dimnih plinova i na strani kotlovske vode,
- *orebrenje* na strani dimnih plinova, kojim se povećava ogrjevna površina koja prima toplinu, tako da su njezine površinske temperature više,
- *upravljanje strujanjem vode* u toplovodnom kotlu tako da se hladna povratna voda najprije pomiješa s nešto toplijom kotlovskom vodom, prije nego što dođe u dodir s ogrjevnim površinama.



Slika 2.3 Dvoslojne ogrjevne površine i orebrenje kao konstrukcijske mjere sprječavanja kondenzacije dimnih plinova

U slučaju dvoslojnih ogrjevnih površina preko dimovodne cijevi prevučena je još jedna cijev. Između vanjske i unutarnje cijevi nalazi se sloj zraka (slika 2.3).

2.3.3 Zahtjevi norma na NT–kotlove

Norma EN 303–2 [15] sadrži posebne zahtjeve na NT–kotlove predviđene za rad s ventilatorskim plamenikom na EL loživo ulje.

2.3.3.1 *Stupanj djelovanja*

Kod izgaranja goriva u toplovodnim kotlovima toplina dovedena gorivom se ne prenosi u potpunosti na ogrjevnu vodu, već nastaju gubici. Stupanj djelovanja kotla, definiran kao omjer korisne topline i topline dovedene gorivom, može se odrediti direktnom ili indirektnom metodom. Stupanj djelovanja određen direktnom metodom:

$$\eta_K = \frac{Q_N}{Q_G} \tag{2.1}$$

Nazivni učin kotla Q_N definiran je:

$$Q_N = \dot{m}_W \cdot c_{pW} \cdot \left(t_V - t_E\right) \tag{2.2}$$

gdje su $\dot{m}_W$ maseni protok hladne vode dovedene iz vodovoda, ili maseni protok odvedene tople vode u [kg/s], c_{pW} specifični toplinski kapacitet vode kod srednje temperature $(t_E+t_V)/2$ u [J/(kgK)], t_E temperatura hladne vode i t_V temperatura polaza.

Dovedena količina topline računa se prema:

$$Q_G = \dot{m}_G \cdot H_d \quad [W] \tag{2.3}$$

gdje su $\dot{m}_G$ maseni protok goriva u [kg/s] i H_d donja ogrjevna vrijednost goriva u [J/kg].

Stupanj djelovanja određen indirektnom metodom:

$$\eta_K = 1 - q_A - q_U - q_S \quad [-] \tag{2.4}$$

gdje su:

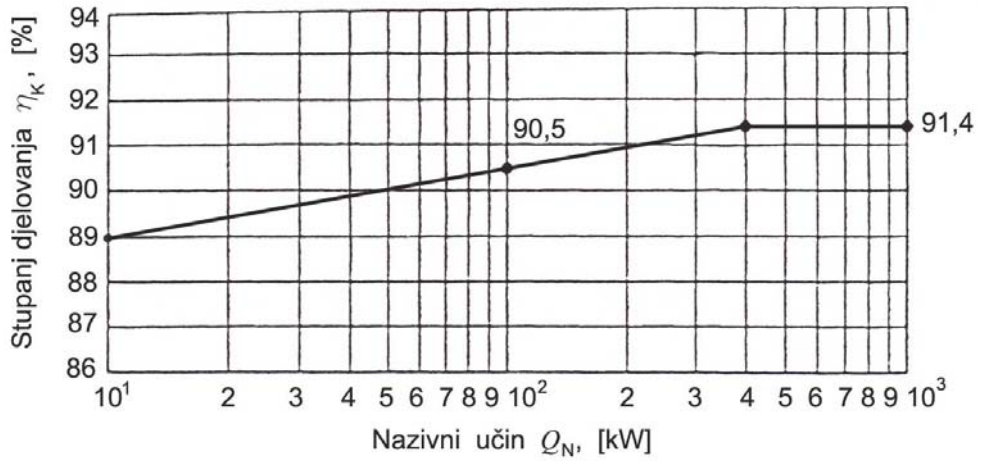
- q_A – gubitak osjetne topline dimnih plinova (relativna vrijednost svedena na opterećenje ložišta Q_G), [–]
- q_U – gubitak topline uslijed nepotpunog izgaranja (relativna vrijednost svedena na opterećenje ložišta Q_G), [–]
- q_S – gubitak topline uslijed zračenja, konvekcije i provođenja (relativna vrijednost svedena na opterećenje ložišta Q_G), [–]

Tri spomenuta gubitka pomoću kojih se određuje stupanj djelovanja indirektnom metodom definirani su normom EN 304 [16].

Normom EN 303–2 [15] propisani su osnovni zahtjevi u pogledu stupnja djelovanja standardnih i NT–kotlova na tekuća ili plinovita goriva u području nazivnog učina 4 kW ≤ Q_N ≤ 400 kW i Q_N > 400 kW (tablica 2.1). Na slici 2.4 je prikazana ovisnost traženog stupnja djelovanja NT–kotla o nazivnom učinu kotla.

Tablica 2.1: Stupnjevi djelovanja standardnih i NT–kotlova na tekuća ili plinovita goriva prema zahtjevima norme EN 303–2

Vrsta kotla	Nazivni učin Q_N [kW]	Stupanj djelovanja pri nazivnom učinu Q_N [%]	Stupanj djelovanja pri djelomičnom opterećenju $0{,}3Q_N$ [%]
Standardni kotao	4 – 400 >400	≥ 84+2·log Q_N ≥ 89,2	≥ 80+3·log Q_N ≥ 87,8
Niskotemperaturni kotao	4 – 400 >400	≥ 87,5+1,5·log Q_N ≥ 91,4	≥ 87,5+1,5·log Q_N ≥ 91,4



Slika 2.4 Traženi stupanj djelovanja NT–kotla prema EN 303–2

2.3.3.2 *Temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla*

Ukoliko je temperatura dimnih plinova na izlazu iz NT–kotlova manja od 160 °C, proizvođač kotlova dužan je to navesti u tehničkim podacima.

2.3.3.3 *Granične vrijednosti emisije štetnih tvari*

Zagađenje okoline emisijom štetnih tvari, kao što su dušični oksidi NO_x i ugljični monoksid CO, nastali izgaranjem EL loživog ulja u toplovodnim kotlovima, ograničeno je ekološkim propisima. S obzirom na to da je udio sumpora u EL loživom ulju malen u usporedbi s udjelom sumpora u teškom loživom ulju u nastavku se ne spominje problem zagađenja okoline sumpornim oksidima. Pod pojmom dušični oksidi NO_x objedinjuju se dušik(II) oksid (NO) i dušik(IV) oksid (NO_2). Kod svakog procesa izgaranja se prije svega oslobađa dušik(II) oksid (NO), koji kasnije u zraku oksidira u štetni dušik(IV) oksid (NO_2). Iz dušik(IV) oksida (NO_2) se u reakciji sa vodom stvara dušična kiselina (HNO_3), koja je uz sumpornu kiselinu odgovorna za nastanak kisele kiše:

$$2NO_2 + H_2O \rightarrow HNO_2 + HNO_3 \qquad (2.5)$$

S obzirom na to da nastanku dušičnih oksida pogoduju više temperature izgaranja, konstrukcijom plamenika nastoji se ta temperatura smanjiti, a time i njihovo nastajanje.

Ugljični monoksid, kao otrovni plin bez boje, mirisa i okusa, nastaje uslijed nepotpunog izgaranja goriva i uzrokuje efekt staklenika.

Vrijednosti emisije štetnih tvari kod nazivnog učina kotla prema normi EN 303–2 ne smiju prekoračiti granične vrijednosti navedene u tablici 2.2.

Tablica 2.2: Granične vrijednosti emisije štetnih tvari

	NO_x	CO
[mg/kWh]	250	110
[mg/MJ]	69,4	30,5

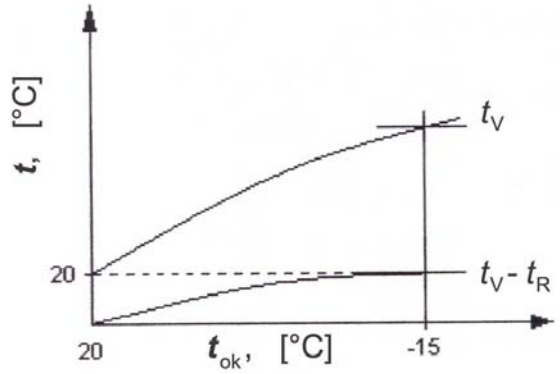
U nekim europskim zemljama (Austrija) granične vrijednosti emisije štetnih tvari odstupaju od vrijednosti navedenih u tablici 2.2.

2.3.4 Načini regulacije NT–kotlova

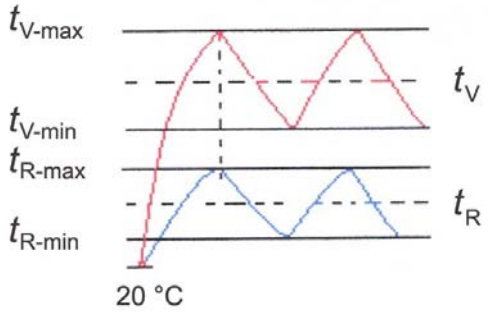
Općenito se razlikuju slijedeći načini regulacije NT–kotlova ovisno o izvedbi kotla:

1. **NT–kotlovi bez ograničene donje granice temperature povratne vode**, koji mogu klizno raditi do temperature okoline

NT–kotlovi bez ograničenja donje granice temperature povratne vode t_R rade prema programu ugrađene regulacije bez ograničenja iznosa temperature povratne vode u kotlu, a koja se mijenja s temperaturom okoline t_{ok}. Na slici 2.5 prikazana je regulacija polazne temperature kotlovske vode t_V preko temperature okoline t_{ok}, a na slici 2.6 promjena temperature polaznog i povratnog voda kao rezultat postavljene regulacije.



Slika 2.5 Regulacija polazne temperature kotlovske vode preko temperature okoline

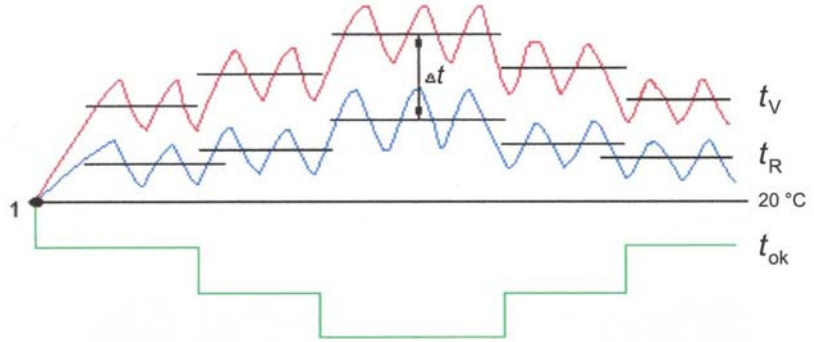


Slika 2.6 Promjena temperature polaznog i povratnog voda pri regulaciji

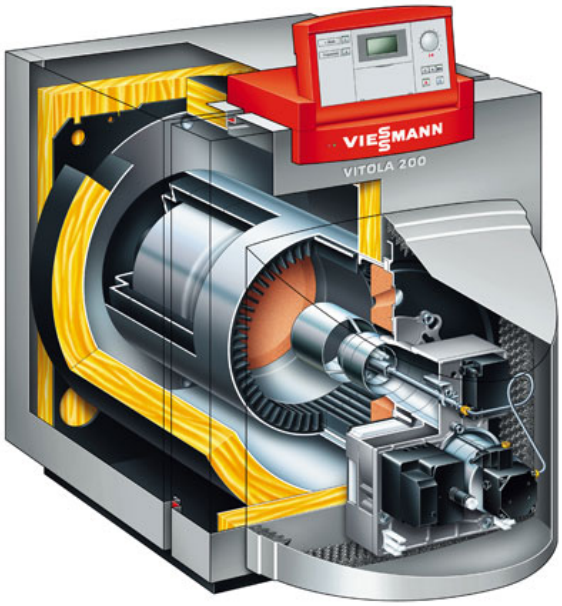
Slikom 2.7 prikazana je kvalitativna promjena temperatura polazne i povratne vode s promjenom temperature okoline po regulacijskoj krivulji od početnog stanja 20 °C (točka 1).

Jedan od primjera niskotemperaturnog kotla bez ograničenja donje granice temperature povratne vode je kotao Vitola 200 firme Viessmann (slika 2.8), visokog stupnja djelovanja. Problem kondenzacije dimnih plinova kod njega je riješen tzv. biferalnom kombiniranom ogrjevnom površinom prikazanom na slici 2.9. Biferalna kombinirana ogrjevna površina sastavljena je od vanjskog čeličnog cilindra i u njega utisnutog lijevanog elementa s uzdužnim orebrenjem.

Na temelju proračunatog i definiranog prijelaza topline unutarnja ljuska iz lijevanog željeza poprima više temperature, te je na taj način izbjegnuta kondenzacija vodene pare sadržane u dimnim plinovima.



Slika 2.7 Promjena temperature polaznog i povratnog voda s promjenom temperature okoline



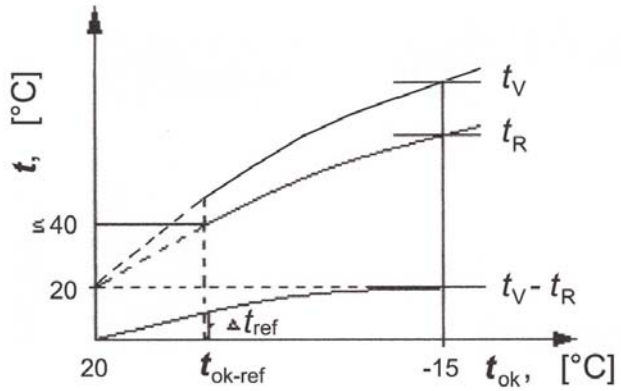
Slika 2.8 VITOLA 200 VB2A – uljno/plinski čelični/lijevani kotao bez ograničenja donje temperature (15-63 kW)

Slika 2.9 Biferalna kombinirana ogrjevna površina

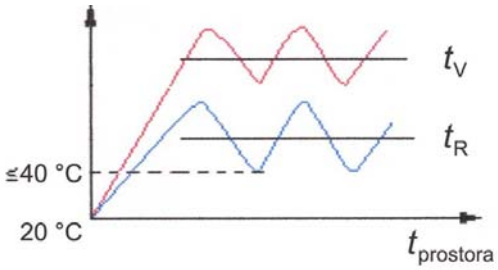
2. NT–kotlovi s ograničenom donjom granicom temperature povratne vode ≤ 40 °C

Postoje dva slučaja NT–kotlova s ograničenom donjom granicom temperature povratne vode ≤ 40 °C.

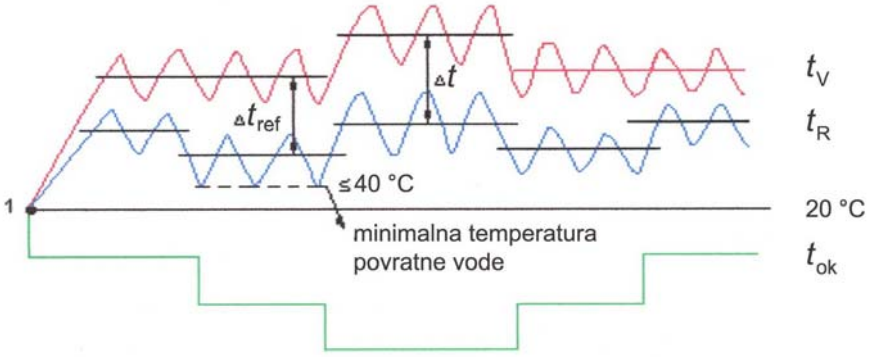
2A) Regulacijom se osigurava donja granica temperatura povratne vode ≤ 40 °C (slika 2.10). Time se osigurava da temperatura povrata ne padne ispod određene vrijednosti (slika 2.11). Kad nema odavanja topline, kotao se isključuje iz rada i prirodno hladi i kreće ponovno u rad od nekog trenutnog stanja. Ekstrem je točka 1 na slici 2.12.



Slika 2.10 Regulacija polazne temperature kotlovske vode preko temperature okoline u slučaju ograničene donje temperature povratne vode na ≤ 40 °C



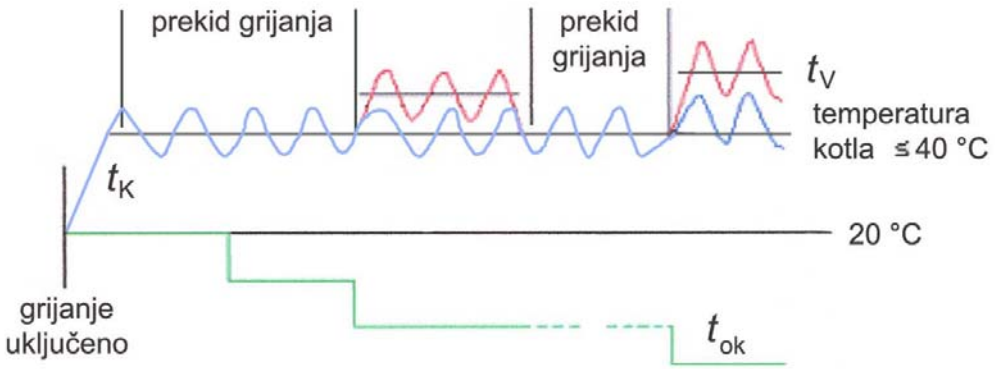
Slika 2.11 Promjena temperature polaznog i povratnog voda pri regulaciji u slučaju ograničene donje temperature povratne vode na ≤ 40 °C



Slika 2.12 Promjena temperature polaznog i povratnog voda s promjenom temperature okoline

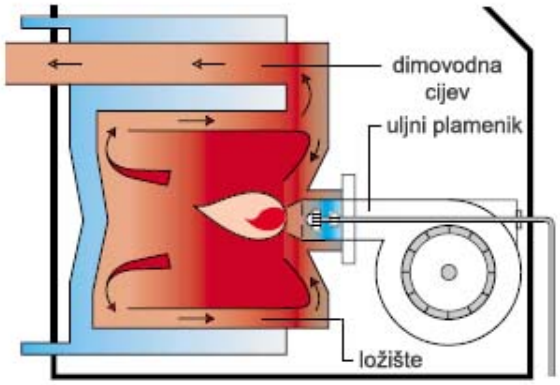
2B) Temperatura vode u kotlu se mora održavati na određenoj vrijednosti ≤ 40 °C i u slučaju kad nema odvođenja topline u mrežu, u slučaju prekida rada.

To znači da se referentna temperatura polazne vode podiže na namještenu ispod koje se ne spušta i na kojoj se održava kad je kotao u stanju pripravnosti (slika 2.13).



Slika 2.13 Promjena temperature vode u kotlu i polaznog voda s promjenom temperature okoline

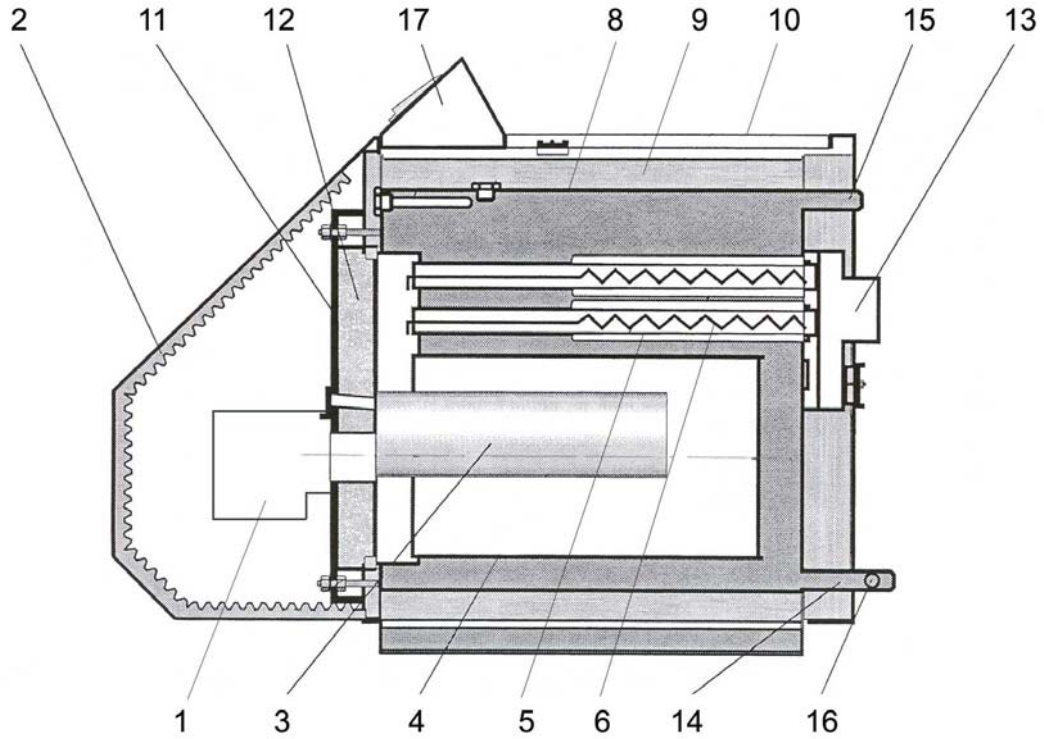
2.4 DIJELOVI NT–KOTLA



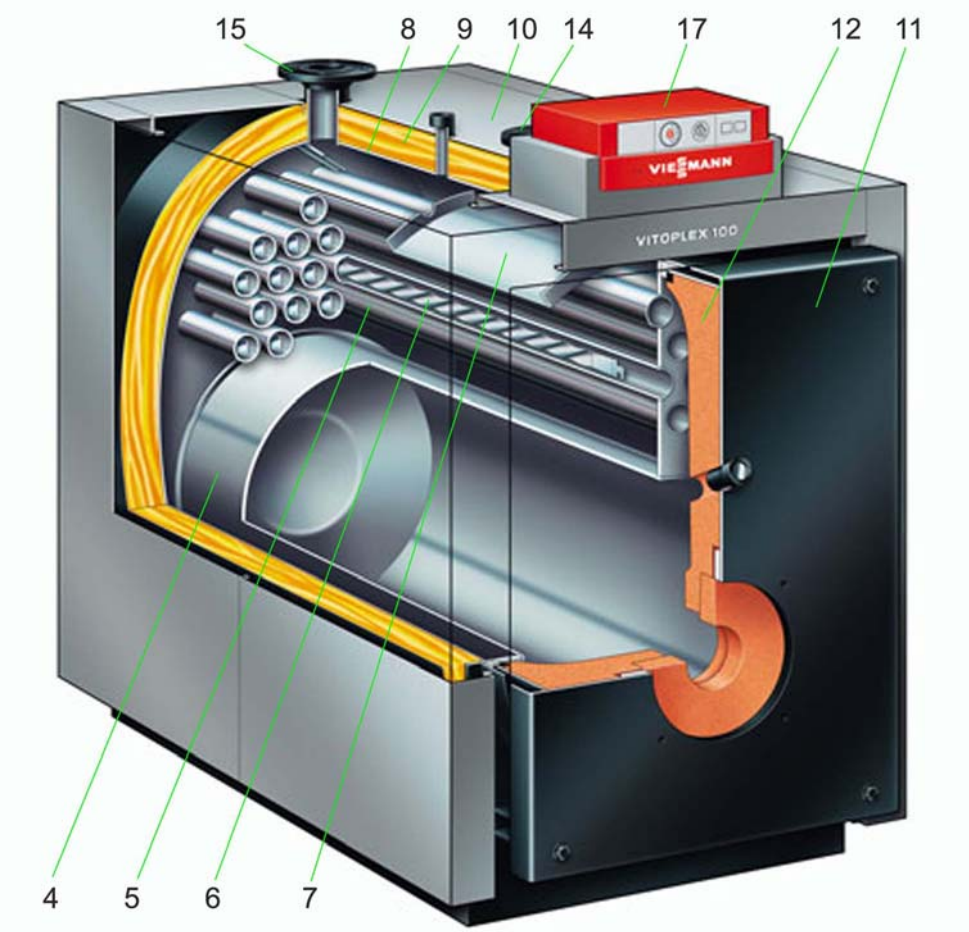
Slika 2.14 Shema NT–kotla s uljnim plamenikom

Bitni dijelovi niskotemperaturnog kotla na loživo ulje ili plin po svojoj funkciji su plamenik, koji čini srce kotla i utječe uvelike na sam proces izgaranja, te ogrjevne površine, ložište i dimovodne cijevi, s kojih se toplina prenosi sa produkata izgaranja na kotlovsku vodu (slika 2.14).

Osnovni dijelovi NT–kotla prikazani su na slikama 2.15 i 2.16.



Slika 2.15 Osnovni dijelovi niskotemperaturnog kotla NTK 25 firme Centrometal



Slika 2.16 Osnovni dijelovi niskotemperaturnog kotla VITOPLEX 100 firme Viessmann

Srce svakog kotla čini plamenik (1). Ukoliko se kao gorivo koristi loživo ulje, osnovni zadatak plamenika je fino raspršivanje kapljica goriva, te stvaranje mješavine goriva i zraka. Sam plamenik zaštićen je zvučno izoliranom kutijom (2), da bi se spriječilo širenje buke na okolinu i osigurao tihi rad kotla. Kod nekih konstrukcija kotlova u ložištu se nalazi usmjerivač plamena (3). Ložište (4) i dimovodne cijevi (5) predstavljaju ogrjevne površine, preko kojih se toplina predaje s produkata izgaranja na kotlovsku vodu. Da bi se povećao prijelaz topline s dimnih plinova na stranu vode, u dimovodne cijevi se najčešće ugrađuju turbulatori (6). Turbulatori su mehanički elementi koji ugrađeni u dimovodne cijevi povećavaju turbulenciju u strujanju, i time povećavaju prijelaz topline s dimnih plinova na stijenku dimovodne cijev. Kod nekih izvedbi kotlova susreće se skretni lim (7) na strani vode. Skretnim limom se sprječava da hladna povratna voda dođe u dodir s kritičnim ogrjevnim površinama na kojima najprije dolazi do kondenzacije vodene pare sadržane u dimnim plinovima (treći prolaz dimnih plinova u dimovodnim cijevima).

Da bi se smanjio gubitak topline uslijed zračenja, konvekcije i provođenja s površine kotla na okolinu vanjski plašt kotla (8) izolira se toplinskom izolacijom (9), koja je zaštićena vanjskom limenom oblogom (10). Kotlovska vrata (11) s prednje strane kotla, omogućuju pristup ložištu i dimovodnim cijevima, nose plamenik, te su zaštićena od pregrijavanja vatrootpornim segmentom (12). Dimni plinovi napuštaju kotao preko dimovodnog priključka (13), te se zatim odvode u atmosferu preko dimnjaka. Povratna voda iz sustava grijanja ulazi u kotao preko priključka za povratni vod (14), a pripremljena polazna voda odlazi iz kotla u sustav grijanja preko priključka za polazni vod (15). Svaki kotao ima priključak za punjenje odnosno pražnjenje (16), te je naravno opremljen kotlovskom regulacijom (17), koja regulira temperaturu vode u kotlu prema vanjskoj temperaturi.

Zbog izuzetne važnosti plamenika na sam proces izgaranja loživog ulja, u nastavku je detaljnije opisan uljni plamenik. Opisan je proces raspršivanja ulja pomoću sapnice plamenika, te je opisana stabilizacija plamena pomoću mehaničkih elemenata plamenika vrtložnika i zastojne ploče.

2.4.1 Uljni plamenik

Kao što je već napomenuto osnovni zadatak uljnog plamenika je fino raspršivanje loživog ulja, te stvaranje mješavine loživog ulja i zraka. Uljni plamenik za toplovodne kotlove sastoji se općenito iz slijedećih sustava: sustav pripreme goriva, sustav pripreme zraka, sustav pripreme mješavine, reakcijska zona i sustav za upravljanje i nadzor. U sustavu pripreme goriva loživo ulje se raspršuje pomoću mlaznice (sapnice). Neovisno od toga se odvija priprema zraka. Uređaj za transport zraka (ventilator) povisuje zraku potrebnom za izgaranje tlak prije ulaza u sustav za pripremu mješavine. Prostrujavanjem preko vrtložnog elementa – vrtložnika zrak ulazi u sustav za pripremu mješavine goriva i zraka spiralno, te se miješa s isparenim gorivom. U reakcijskoj zoni se izgaranjem oslobađa energija vezana u gorivu. Sustav za upravljanje provodi funkcije uključivanja i nadzora u pojedinim dijelovima sustava, te omogućuje automatski pogon plamenika.

Regulacija učina uljnog plamenika može biti prema [17] jednostupanjska (ON/OFF), dvostupanjska, klizno-dvostupanjska i modulirana (kontinuirana). Kod jednostupanjskog uljnog plamenika regulacija se provodi pri stalnoj količini ulja i zraka uključivanjem i isključivanjem plamenika, a kod višestupanjskih i moduliranih uljnih plamenika regulacija se provodi s promjenom količine dovedenog goriva i zraka, ovisno o toplinskom opterećenju kotla.

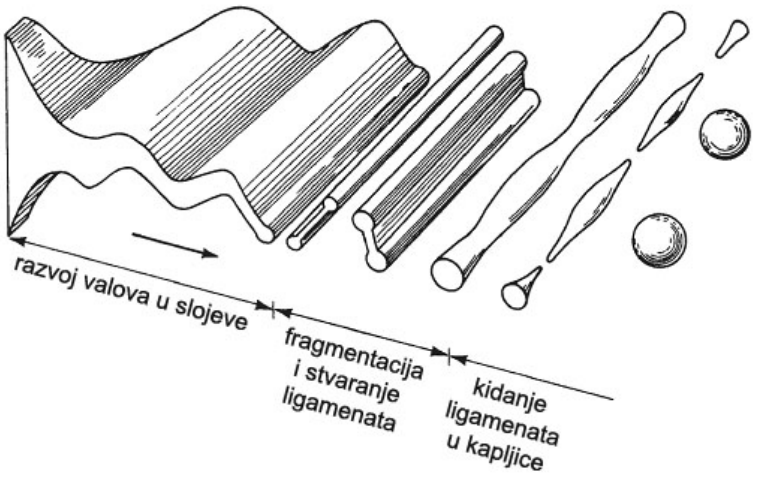
2.4.1.1 *Raspršivanje tekućeg goriva*

Tekuće gorivo raspršuje se u kapljice pomoću sapnice uljnog plamenika.

Raspršivanje ulja u procesu izgaranja ima važnu ulogu, da bi se postiglo dobro i potpuno izgaranje ulja. Raspršivanje ulja ima za cilj povećanje relativne površine kapljica ulja, da bi se povećala brzina reakcije. Stupanj finoće raspršivanja bitan je parametar u procesu izgaranja, te utječe na intenzitet i vrijeme izgaranja. On visi o tlaku raspršivanja, konstrukciji i veličini sapnice, te o viskoznosti i površinskoj napetosti ulja. Srednji promjer raspršenih kapljica iznosi ~70 do 100 μm [18].

Raspršivanje odnosno atomizacija je proces rastavljanja kontinuirane tekuće faze u diskretne kapljice. Na slici 2.17 je prikazan idealizirani proces raspršivanja tekućeg goriva [19] kod kojeg se površina sloja kapljevine povećava sve dok se ne formiraju kapljice.

Raspršivanje tekućeg goriva odvija se u fazama. U prvoj fazi tekuće gorivo izlazi u obliku tankog filma iz sapnice. U drugoj fazi dolazi do fragmentacije uljnog filma i stvaranje ligamenata. Strujanje tekućeg goriva je turbulentno, a površina goriva je hrapava. Uslijed djelovanja polja turbulencije, otpora koji pruža zrak potreban za izgaranje i površinske napetosti dolazi u trećoj fazi do kidanja ligamenata u kapljice.

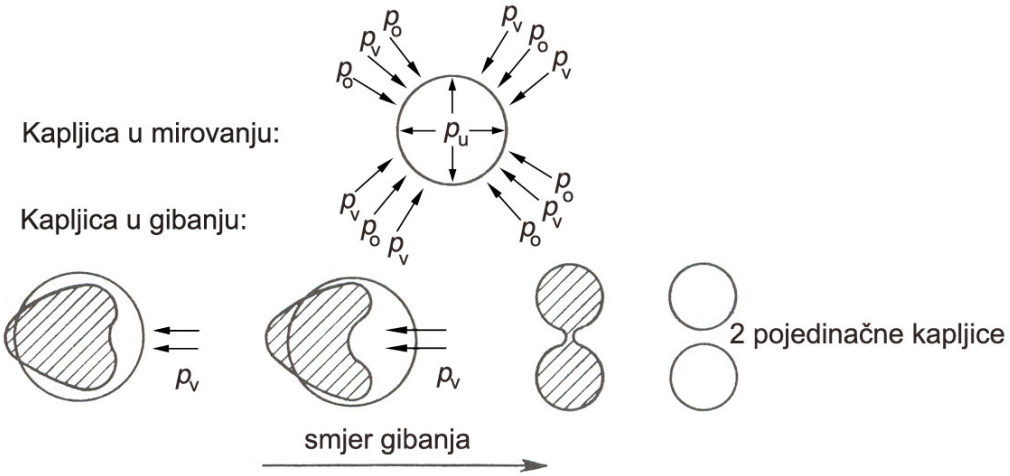


Slika 2.17 Raspršivanje tekućeg goriva u kapljice

Na samu površinu kapljice u gibanju djeluju deformirajuće sile, kojima se suprotstavlja površinska napetost same kapljice. U stanju ravnoteže vanjskom tlaku p_v i površinskoj napetosti p_o suprotstavlja se unutarnji tlak u samoj kapljici p_u:

$$p_u = p_v + p_o = \text{konst.} \tag{2.6}$$

Porastom vanjskog tlaka p_v dolazi do deformacije kapljice pri čemu ona poprima srcoliki oblik, da bi na kraju došlo do potpunog dijeljenje jedne kapljice u dvije pojedinačne kapljice (slika 2.18).



Slika 2.18 Shematski prikaz dijeljenja kapljice u gibanju

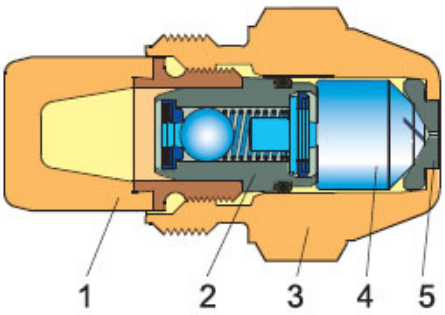
Za vrijeme gibanja kapljice, na jednoj strani kapljice se stvara pretlak dok se na suprotnoj strani kapljice stvara podtlak. U području podtlaka dolazi do oslobađanja vrtloga, koji uzrokuje oscilacije iduće kapljice. Svaki je proces raspršivanja naime povezan s oscilacijama. Prilikom raspršivanja mlaza tekućine u kapljice potrebno je savladati viskozne i molekularne privlačne sile. Veličina površinske napetosti povećava se smanjenjem promjera kapljice, te je potrebno dovoditi sve više energije za eventualno daljnje dijeljenje kapljica na još manje kapljice. Najmanji mogući promjer kapljice određen je uglavnom površinskom napetošću. Na sam proces raspršivanja loživog ulja prema [20] utjecaj imaju slijedeći faktori:

- način raspršivanja (npr. tlačno raspršivanje)
- količina energije potrebne za raspršivanje (npr. tlak raspršivanja)
- protočna količina loživog ulja
- svojstva loživog ulja (viskoznost, površinska napetost)
- svojstva kontinuirane faze (gustoća, viskoznost)

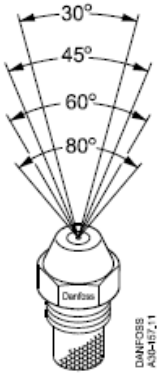
Povećanje vrijednosti gustoće i viskoznosti zraka djeluje povoljno na proces dijeljenja kapljica.

Raspršivanje ulja postiže se visokim tlakom uljne pumpe koja tlači ulje kroz sapnicu. Na slici 2.19 prikazan je presjek kroz uljnu sapnicu. Sapnica se sastoji od slijedećih dijelova: kućište sapnice, provrt sapnice (napravljen unutar kućišta ili kao posebna ploča), stožac s tangencijalnim otvorima, filter i zaporni ventil sapnice. U tangencijalnim otvorima stošca potencijalna energija ulja pretvara se u kinetičku energiju (energiju gibanja). Ulje zatim u rotirajućem sloju ulazi u vrtložnu komoru (prostor između stošca i provrta sapnice) i odatle u provrt sapnice, gdje se zbog kinetičkog momenta stvara zračna jezgra.

Loživo ulje napušta sapnicu u obliku uljnog rotirajućeg stupca, gdje se dalje ovisno o geometriji provrta sapnice raspada na puni, šuplji ili univerzalni stožac (slika 2.21) s kutovima raspršivanja 30° (rijetko), 45°, 60° i 80° (slika 2.20). Kvalitetno miješanje goriva i zraka za izgaranje postiže se finim raspršivanjem kapljica goriva, te optimalnim izborom kuta raspršivanja. Kut raspršivanja ulja ovisi o duljini provrta za izlaz ulja iz sapnice. Smanjenjem duljine provrta za izlaz ulja iz sapnice dolazi do povećanja kuta raspršivanja ulja.



Slika 2.19 Sapnica plamenika
1–filter, 2–ventil, 3–kućište, 4–stožac, 5–ploča s provrtom



Slika 2.20 Različiti kutovi raspršivanja ulja

H – šuplji stožac (engl. HOLLOW spray pattern)
S – puni stožac (engl. SOLID spray pattern)
B – polupuni stožac (engl. SEMI-SOLID spray pattern)
N – specijalni šuplji stožac (engl. SPECIAL HOLLOW spray pattern)

Slika 2.21 Različiti modeli raspršivanja ulja (H, S, B i N)

Širenje mlaza ulja u obliku šupljeg stošca ubrzava miješanje uljne magle i zraka, te nastaje kratki plamen s izraženijom turbulencijom i višim temperaturama. Ukoliko se širenje mlaza odvija u obliku punog stošca, nastaje duži, jače svjetleći plamen. Pritom se miješanje raspršenih kapljica ulja, koje se nalaze u unutrašnjosti punog stošca, sa zrakom potrebnim za izgaranje odvija kasnije nego kod šupljeg stošca, te mješavina goriva i zraka treba više vremena za izgaranje, odnosno iziskuju duži put.

S obzirom na to da je relativna brzina između uljnih kapljica i zraka potrebnog za izgaranje u koji se ulje raspršuje na svakom mjestu različita, u procesu raspršivanja dobivaju se kapljice različitih promjera. Na raspodjelu veličina kapljica utječu slijedeći parametri:

- promjer sapnice
- odnos omjera promjera i duljine sapnice
- Reynoldsov broj sapnice
- svojstva goriva (viskoznost, površinska napetost, gustoća)
- odnos između vrijednosti gustoće, viskoznosti i brzine u sapnici i u okolini
- kut raspršivanja (geometrija sapnice)

Raspršena kapljica tekućeg goriva ima oblik kugle ukoliko su prema [21] zadovoljena slijedeća dva uvjeta:

1. efekti sudara kapljica, nagomilavanje i mikroeksplozije su tako maleni da se mogu zanemariti
2. Mali Weberov broj: $We < 20$

Weberov broj predstavlja omjer dinamičke sile i sile površinske napetosti:

$$We = \frac{\text{dinamička sila}}{\text{sila površinske napetosti}} = \frac{2r \cdot \rho_g \cdot \left| v_p - v_g \right|^2}{\sigma_p} \tag{2.7}$$

gdje su r radijus kapljice, ρ_g gustoća kontinuirane faze (zrak), v_p posmična brzina kapljice, v_g posmična brzina kontinuirane faze (zrak) i σ_p površinska napetost kapljice. Kapljice goriva, koje predstavljaju diskretnu fazu, raspršene su u kontinuiranoj fazi – struji zraka.

Stupanj deformacije raspršene kapljice uzrokovan posmičnom brzinom između kapljice v_p i kontinuirane faze v_g ovisi upravo o Weberovom broju. Postavljeni uvjet 1. iziskuje da je volumen diskretne faze koji zauzima tekuće gorivo mnogo manji od ukupnog volumena. Drugim riječima, mlaz ubrizganog tekućeg goriva mora biti tako razrijeđen, da se kapljice međusobno rijetko sudaraju.

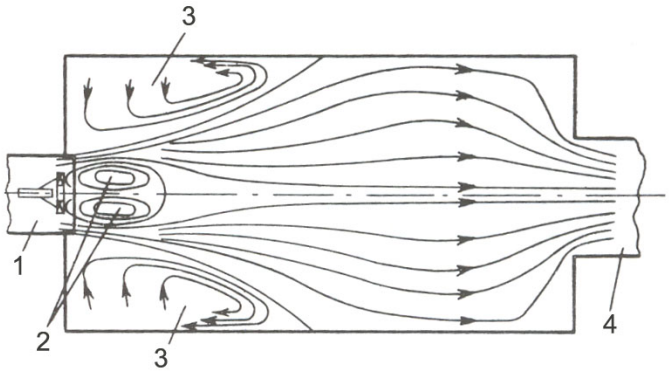
2.4.1.2 *Vrtložnik i zastojna ploča uljnog plamenika – elementi za stabilizaciju plamena*

Da bi nastao plamen u ložištu, smjesa isparenog goriva i zraka se mora najprije zapaliti, odnosno mješavina goriva i zraka mora postići temperaturu paljenja. Inicijalno paljenje loživog ulja vrši se električnom iskrom koja se stvara između elektroda ugrađenih kod sapnice na izlazu goriva. Plamen gori dok traje dovođenje goriva i zraka. Nakon tog prvog inicijalnog paljenja, nadolazeći hladni reaktanti se moraju kontinuirano miješati i paliti od strane vrućih dimnih plinova već prisutnih u ložištu, da bi se proces izgaranja nastavio.

Ovaj proces se naziva stabilizacija plamena i predstavlja glavni kriterij prilikom konstrukcije ložišta. Nedostatna stabilizacija rezultira s oscilacijama kao što su otkidanje, gašenje i pulzacija plamena. Otežavajuće za prijelaz tvari i topline između nastalih dimnih plinova i nadolazećih hladnih reaktanata je porast kinematičke viskoznosti plinova s temperaturom: kod 20 °C ona iznosi $15{,}6 \cdot 10^{-6}$ m^2/s, dok kod 1 600 °C iznosi $339 \cdot 10^{-6}$ m^2/s [22].

Osnovni mehanizam postizanja stabilizacije plamena zasniva se na recirkulaciji odnosno povratnom strujanju dimnih plinova nastalih potpunim odnosno nepotpunim izgaranjem prema korijenu plamena (slika 2.22).

Recirkulacija dimnih plinova u plamenu ima značajni utjecaj na sam proces izgaranja i na stabilnost plamena. Ukoliko u ložištu hlađenom vodom dolazi pretežno do vanjske recirkulacije, relativno hladni dimni plinovi recirkuliraju prema korijenu plamena, te zbog svoje temperature usporavaju sam proces izgaranja. Ako se povećava unutarnja recirkulacija npr. ugradnjom zastojne ploče unutar plamenika, prema korijenu plamena recirkuliraju vrući dimni plinovi koji ubrzavaju proces izgaranja ukoliko ukupna količina recirkulirajućih dimnih plinova ne prelazi 40 do 50% dovedene svježe količine zraka i goriva. U slučaju prevelike količine recirkulirajućih dimnih plinova, pretežno inertni dimni plinovi jako razrjeđuju zrak potreban za izgaranje.



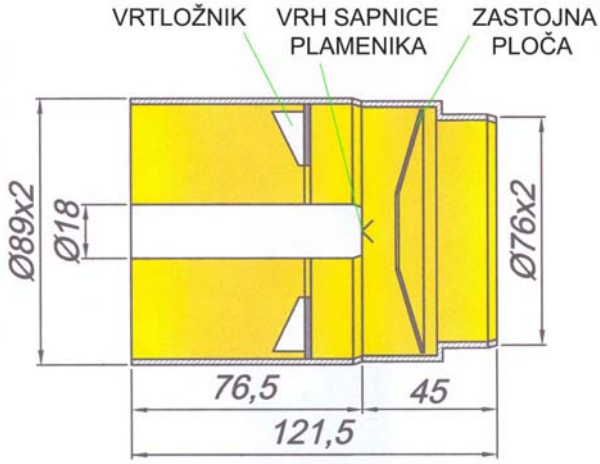
Slika 2.22 Nastanak prirodne recirkulacije u ložištu

1 *glava plamenika,* ***2*** *unutarnja recirkulacija,* 3 *vanjska recirkulacija,* 4 *odvod dimnih plinova*

Konstrukcijska rješenja koja služe za stabilizaciju plamena:

- pilot plamenici
- zastojna ploča, držač plamena
- vrtloženje
- predgrijavanje zraka
- sapnice (dijafragme) itd.

U praksi se za stabilizaciju plamena najviše koristi vrtloženje, tj. ugradnja nekog vrtložnog elementa (vrtložnika), koji je smješten ispred sapnice plamenika na putu dovoda zraka potrebnog za izgaranje i zastojna ploča, smještena iza sapnice plamenika. Kod velike većine plamenika koristi se upravo kombinacija vrtložnika i zastojne ploče (slika 2.23 i 2.24).



Slika 2.23 Smještaj vrtložnika i zastojne ploče unutar uljnog plamenika Bentone B10

Slika 2.24 Pogled na vrtložnik i zastojnu ploču uljnog plamenika Bentone B10

VRTLOŽNIK

Vrtloženje zraka utječe na polje strujanja plamena i ima značajnu ulogu u procesu miješanja goriva i zraka, odnosno u stabilizaciji plamena. Prelaskom zraka preko vrtložnika (slika 2.23 i 2.24), ugrađenog u plamenik ispred sapnice, brzina zraka potrebnog za izgaranje dobiva tangencijalnu (obodnu) komponentu brzine. Pri tome u osi plamena nastaje polje strujanja s nižim brzinama u odnosu na brzine u rubnom području. U sredini plamena dolazi do središnjeg aksijalnog povratnog strujanja vrućih plinova prema početku plamena. Veličina zone povratnog strujanja uglavnom ovisi o intenzitetu vrtloženja.

Stupanj vrtloženja zraka za izgaranje na ulaznom dijelu plamenika uvelike utječe na strukturu i stabilnost plamena, te je izuzetno važan ulazni parametar za konstruktore plamenika. Opisuje se bezdimenzijskim vrtložnim brojem *S*, koji je definiran kao omjer aksijalne komponente kutnog momenta i aksijalne komponente aksijalnog momenta [23]–[24]:

$$S = \frac{M_\theta}{M_x R} \tag{2.8}$$

gdje je:

aksijalna komponenta kutnog momenta

$$M_\theta = \int_0^{2\pi} \left(\int_0^R \rho v_x v_\theta r^2 \mathrm{d}r \right) \mathrm{d}\varphi \tag{2.9}$$

aksijalna komponenta aksijalnog momenta

$$M_x = \int_0^{2\pi} \left(\int_0^R \rho v_x^{\,2} r \, \mathrm{d}r \right) \mathrm{d}\varphi \tag{2.10}$$

Pri tome su v_x i v_θ aksijalna i tangencijalna komponenta brzine, a r je radijalna koordinata. Kao karakteristična veličina uzima se u slučaju cilindričnog ložišta polumjer cilindra R.

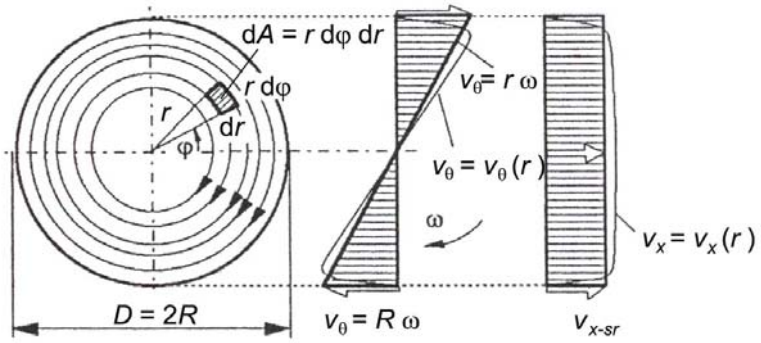
Uzme li se u obzir da je diferencijalna površina dA na nekom presjeku cilindra polumjera R prema slici 2.25 jednaka

$$\mathrm{d}A = r \, \mathrm{d}\varphi \, \mathrm{d}r \,, \tag{2.11}$$

aksijalna komponenta kutnog momenta i aksijalna komponenta aksijalnog momenta mogu se pojednostavljeno zapisati kako slijedi:

$$M_\theta = \int \rho v_x v_\theta r \, \mathrm{d}A \tag{2.12}$$

$$M_x = \int \rho v_x^{\,2} \, \mathrm{d}A \tag{2.13}$$



Slika 2.25 Vrtložno strujanje

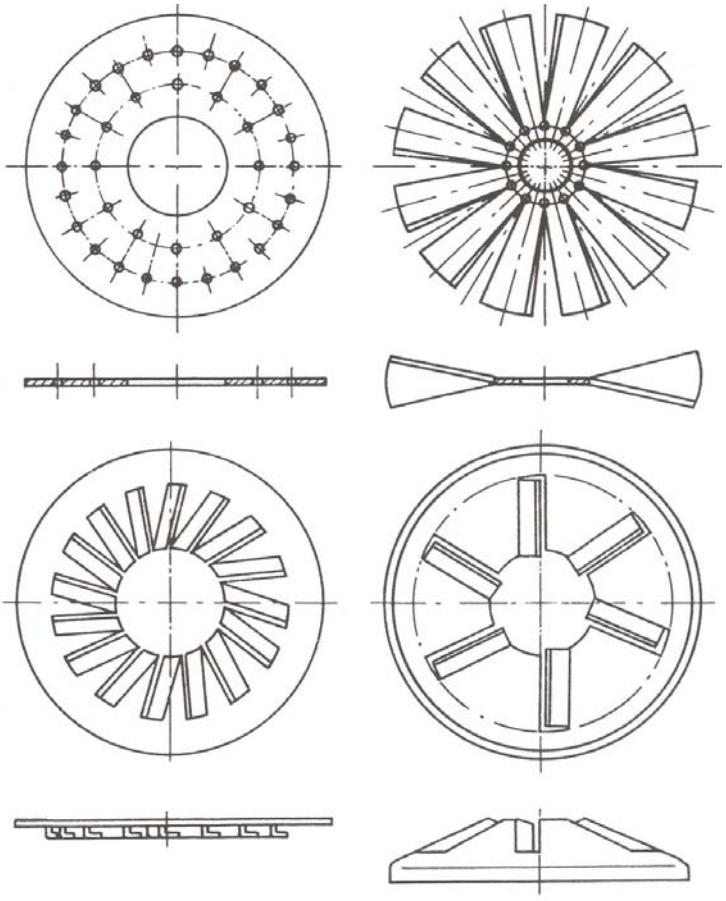
Pojednostavljeni izraz za određivanje vrtložnog broja S u slučaju stacionarnog osnosimetričnog strujanja tada glasi:

$$S = \frac{\int v_x v_\theta r \, \mathrm{d}A}{R \int v_x^{\,2} \, \mathrm{d}A} \tag{2.14}$$

Vrtložni broj S određuje polje strujanja plamena, te ima veliku ulogu u procesu miješanja goriva i zraka, odnosno u samoj stabilizaciji plamena. Vrtloženje se također koristi da bi se razbio mlaz tekućeg goriva.

ZASTOJNA PLOČA

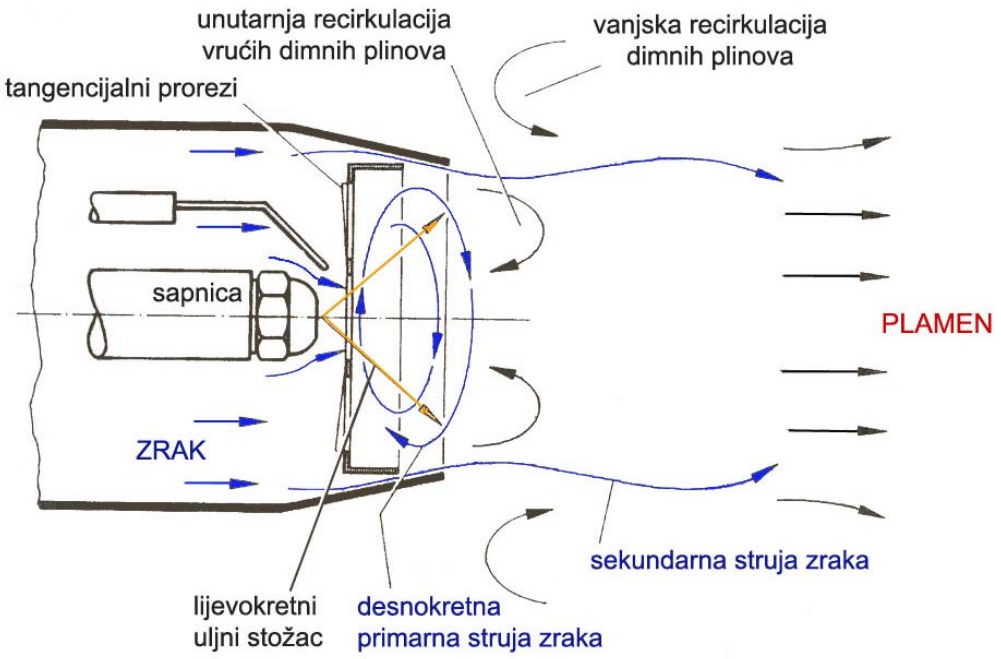
Osnovni zadatak zastojne ploče je stabilizacija plamena (izbjegavanje pojave pulziranja i otkidanja plamena) stvaranjem područja podtlaka odnosno recirkulacijske zone. Zastojna ploča ugrađuje se u plamenik neposredno iza otvora sapnice. Različite izvedbe zastojnih ploča prikazane su na slici 2.26.



Slika 2.26 Različite izvedbe zastojnih ploča

Zastojna ploča, prikazana na slici 2.27, limeni je stožasti tanjur s prorezima, koji dijeli struju zraka u tri struje:

1. primarna –unutarnja struja – kroz provrt ispred sapnice gdje ulazi raspršeno gorivo i zrak
2. primarna –srednja struja – zrak prolazi kroz proreze koji mu daju dodatno vrtložno strujanje
3. sekundarna –vanjska struja – zrak struji kroz procjep između zastojne ploče i plamene cijevi



Slika 2.27 Plamenik sa zastojnom pločom – sustav miješanja zraka i goriva

Iza zastojne ploče nastaje podtlak, koji stvara povratno strujanje zraka i tako se stabilizira zona u korijenu plamena (recirkulacija). Veličina i konstrukcija zastojne ploče određuje se ispitivanjima. Zastojnom pločom se poboljšava stupanj potpunosti izgaranja i ostvaruje izgaranje bez čađe. Ugradnjom zastojne ploče ubrzava se sam proces izgaranja i stabilizira se položaj zone paljenja te sama fronta plamena. Recirkulirajući vrući dimni plinovi transportiraju toplinu kapljicama raspršenim u obliku stošca.

Paljenje smjese goriva i zraka ne nastaje odmah po izlazu iz sapnice, nego na nekoj udaljenosti na kojoj se brzina gorive smjese i brzina izgaranja izjednače. Ove brzine moraju biti usklađene. Ako je brzina izgaranja veća od brzine strujanja gorive smjese, doći će do ″vraćanja″ plamena, a ako je brzina strujanja gorive smjese veća od brzine izgaranja doći će do tzv. ″otkidanja″ plamena.

3. PRIJELAZ TOPLINE U NT–KOTLU

Prijelaz topline u kotlu odvija se konvekcijom između dimnih plinova odnosno kotlovske vode i stijenki kotla, zračenjem između dimnih plinova i stijenki kotla, te provođenjem kroz stijenke kotla.

Zračenje, kao najvažniji mehanizam prijenosa topline u kotlu na strani izgaranja, ima dominantnu ulogu u ložištu, a konvekcija u dimovodnim cijevima odnosno na strani vode.

Proračun konvektivnog prijelaza topline u kotlu provodi se korištenjem srednje logaritamske razlike temperatura Δt_m. Osnovni izraz za izmijenjeni toplinski tok je dobro poznat i glasi:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m \tag{3.1}$$

Koeficijent prolaza topline k kao izvedena veličina, može se odrediti ukoliko se poznaju koeficijenti prijelaza topline s obje strane stijenke odnosno u slučaju kotla koeficijent prijelaza topline na strani dimnih plinova α_{DP} i na strani vode α_W, te koeficijent toplinske vodljivosti stijenke λ. Spomenuti koeficijenti prijelaza topline α_{DP} i α_W računaju se prema odgovarajućim izrazima, koji su najčešće izvedeni na osnovu eksperimenata.

Osnovne vrijednosti koje moraju biti zadane za toplinski proračun NT-kotla su nazivni učin kotla Q_N, traženi stupanj djelovanja kotla η_K, faktor pretička zraka λ, vrsta goriva odnosno sastav goriva (maseni udjeli pojedinih elemenata u gorivu), donja ogrjevna vrijednost goriva H_d, temperatura goriva t_G i zraka na ulazu u kotao t_Z.

3.1 PRIJELAZ TOPLINE NA STRANI IZGARANJA I DIMNIH PLINOVA

Zbog različite osnove pojedinih mehanizama prijelaza topline u ložištu i u dimovodnim cijevima, posebno je promatran prijelaz topline u ložištu, a posebno prijelaz topline u dimovodnim cijevima.

3.1.1 Prijelaz topline u ložištu

Prijelaz topline s plamena na okolne stijenke ložišta odvija se zračenjem i konvekcijom.

$$Q_L = Q_{L\text{-}zr} + Q_{L\text{-}k} \tag{3.2}$$

Pretežni dio prenesene topline u ložištu kotla, međutim, otpada na zračenje.

Ukupna količina topline, koja prelazi zračenjem između volumena plina u ložištu i stijenke ložišta, računa se uz pomoć Stefan-Boltzmannovog zakona prema [25]:

$$Q_{\text{L-zr}} = A_{\text{L}}\, C_{12} \left[\left(\frac{T_{\text{pl}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{st}}}{100} \right)^4 \right] \tag{3.3}$$

$$Q_{\text{L-zr}} = A_{\text{L}}\, \frac{C_{\text{c}}}{\dfrac{1}{\varepsilon_{\text{pl}}} + \omega \left(\dfrac{1}{\varepsilon_{\text{st}}} - 1 \right)} \left[\left(\frac{T_{\text{pl}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{st}}}{100} \right)^4 \right] \tag{3.4}$$

gdje su A_{L} površina stijenki ložišta, C_{12} konstanta zračenja, C_{c} = 5,667 W/(m^2(100K)^4) konstanta zračenja crnog tijela, ε_{pl} emisijski faktor plinova, ε_{st} emisijski faktor stijenke, T_{pl} apsolutna temperatura dimnih plinova u ložištu, T_{st} apsolutna temperatura stijenka ložišta, a ω je geometrijski faktor definiran kao omjer površine volumena plamena A_{pl} koja odaje toplinu zračenjem i ogrjevne površine stijenki ložišta A_{L} kako slijedi:

$$\omega = \frac{A_{\text{pl}}}{A_{\text{L}}} \tag{3.5}$$

Da bi se odredila količina topline predana zračenjem od strane dimnih plinova na stijenke ložišta potrebno je odrediti površinu plamena A_{pl}, emisijski faktor plinova ε_{pl}, te stvarnu temperaturu dimnih plinova u ložištu T_{pl}.

Pod pretpostavkom da je presjek plamena eliptičan, površina plamena (slika 3.1) može se izračunati prema formuli iz [2]:

$$A_{\text{pl}} = \pi\, \frac{L_{\text{pl}}}{2} \frac{D_{\text{pl}}}{2} \qquad [\text{m}^2] \tag{3.6}$$

gdje su geometrijske veličine plamena duljina L_{pl} odnosno promjer D_{pl} funkcija protoka goriva $\dot{m}_{\text{G}}$ i mogu se pri izgaranju tekućih goriva približno izračunati prema slijedećim formulama:

$$L_{\text{pl}} = 0,2\sqrt{3\,600\,\dot{m}_{\text{G}}} \qquad [\text{m}] \tag{3.7}$$

$$D_{\text{pl}} = 0,13\,\sqrt[3]{3\,600\,\dot{m}_{\text{G}}} \qquad [\text{m}] \tag{3.8}$$

Maseni protok goriva $\dot{m}_{\text{G}}$ mora se u gore navedenim izrazima uvrstiti u kg/s.

Kreuh [25] navodi formule za određivanje duljine i promjera plamena pri izgaranju tekućih goriva, izvedene prema statističkim vrijednostima na osnovi mnogobrojnih ispitivanja ovisno o protočnoj količini goriva u [kg/h] i o faktoru pretička zraka λ, kako slijedi

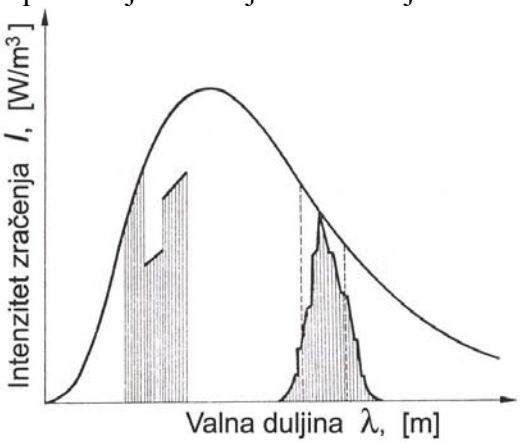
$$L_{\text{pl}} = 1,15 \cdot \dot{m}_{\text{G}}{}^{0,379} \left[0,36 + 0,128 \cdot \left(e^{-16\cdot(\lambda-1)} - 1 \right) \right] \qquad [\text{m}] \tag{3.9}$$

$$D_{\text{pl}} = \dot{m}_{\text{G}}{}^{0,387} \cdot \left[0,147 + 0,025 \cdot \left(e^{-22\cdot(\lambda-1)} - 1 \right) \right] \qquad [\text{m}] \tag{3.10}$$

Duljina plamena izračunata prema Kreuhu [25] je za oko 20% veća od duljine plamena dobivene prema Wargi [2], dok se promjeri plamena približno podudaraju.

Slika 3.1 Plamen iz uljnog plamenika firme Weishaupt

Treba napomenuti da se u ložištu kotla nalaze plinovi propusni za toplinsko zračenje i plinovi koji kod određenih valnih duljina emitiraju i apsorbiraju zračenje. Poznato je da su jednoatomni i dvoatomni plinovi (O_2, N_2, H_2) propusni (dijatermni) za toplinske zrake. Troatomni i višeatomni plinovi (H_2O, CO_2, SO_2) također su u velikom dijelu spektra propusni za toplinsko zračenje. Međutim, u određenom dijelu spektra troatomni plinovi emitiraju i apsorbiraju zračenje. Takvo zračenje plinova naziva se selektivno zračenje plinova (slika 3.2).



Slika 3.2 Selektivno zračenje plinova H_2O i CO_2

Posebno je važno zračenje plinova CO_2 i H_2O u ložištima kotlova, gdje kao produkti izgaranja ugljika i vodika na relativno visokoj temperaturi zrače znatnu energiju. Intenzitet zračenja I plinova ovisan je o debljini sloja plina, parcijalnom tlaku i temperaturi plina. Pri zračenju plinova nema refleksije.

Prema Hottelu i Egbertu [26] emisijski faktor mješavine plinova H_2O i CO_2 određuje se prema slijedećem izrazu:

$$\varepsilon_{\mathrm{pl}} = \varepsilon_{\mathrm{H_2O}} + \varepsilon_{\mathrm{CO_2}} - \left(\Delta\varepsilon\right)_{\mathrm{pl}} \tag{3.11}$$

Emisijski faktori pojedinačnih plinova $\varepsilon_{\mathrm{H_2O}}$ i $\varepsilon_{\mathrm{CO_2}}$ očitavaju se iz dijagrama u ovisnosti o temperaturi pojedinog plina T u [K] i umnošku parcijalnog tlaka pojedinog plina p i ekvivalentne debljine sloja s_{gl}. $(\Delta\varepsilon)_{\mathrm{pl}}$ predstavlja korekcijski član koji se očitava također iz dijagrama u ovisnosti o temperaturi.

U [25] je navedena orijentacijska vrijednost emisijskog faktora zračenja dimnih plinova nastalih izgaranjem ulja $\varepsilon_{\mathrm{pl}} = 0{,}75–0{,}85$.

Prilikom određivanja temperatura dimnih plinova u ložištu NT–kotla razlikujemo adijabatsku (teorijsku) temperaturu i stvarnu temperaturu dimnih plinova u ložištu, koje moramo poznavati, da bi mogli odrediti prijelaz topline zračenjem u ložištu. Da bi se odredila adijabatska temperatura dimnih plinova potrebno je najprije napraviti bilancu izgaranja, odrediti količinu goriva, količinu zraka potrebnog za izgaranje, te količinu nastalih vlažnih dimnih plinova.

Prema Kreuhu [25] ukoliko se na nekim površinama toplina prenosi istodobno zračenjem i konvekcijom, korisno je prijenos topline zračenjem prikazati prividnim koeficijentom prijelaza topline zračenjem $\alpha_{\text{L-zr}}$ koji iznosi

$$\alpha_{\text{L-zr}} = \frac{Q_{\text{L-zr}}}{A_{\text{L}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right)} \tag{3.12}$$

Prijelaz topline konvekcijom u ložištu posebno se računa za cilindrični plašt ložišta površine $A_{\text{L-c}}$, a posebno za podnicu ložišta površine $A_{\text{L-pod}}$. Naime, prijelaz topline konvekcijom u reverzibilnom ložištu odvija se strujanjem dimnih plinova uzduž cilindričnog plašta ložišta i okomitim nastrujavanjem dimnih plinova na podnicu ložišta. Evidentno je, kao što je to i Warga [2] u svom radu zaključio, da je prijelaz topline konvekcijom na podnicu ložišta upravo zbog okomitog nastrujavanja dimnih plinova na podnicu znatno bolji nego kod paralelnog strujanja uzduž cilindričnog plašta ložišta.

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline $\alpha_{\text{L-c-k}}$ u slučaju paralelnog strujanja dimnih plinova uzduž cilindričnog ložišta može se izračunati prema jednadžbi (3.24).

Za proračun prijelaza topline u slučaju okomitog nastrujavanja dimnih plinova na podnicu ložišta Dong i dr. [27] navode slijedeći izraz:

$$Nu = 0,56 \cdot Re^{0,492} \tag{3.13}$$

koji vrijedi u području Reynoldsovog broja $800 \leq Re \leq 1\ 700$. Odatle slijedi koeficijent konvektivnog prijelaza topline u slučaju okomitog nastrujavanja dimnih plinova na podnicu ložišta $\alpha_{\text{L-pod-k}}$.

Količine topline predana konvekcijom sa dimnih plinova na cilindričnu stijenku ložišta i na podnicu ložišta iznose:

$$Q_{\text{L-c-k}} = A_{\text{L-c}} \cdot \alpha_{\text{L-c-k}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right) \tag{3.14}$$

$$Q_{\text{L-pod-k}} = A_{\text{L-pod}} \cdot \alpha_{\text{L-pod-k}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right) \tag{3.15}$$

Ukupna količina toplina predana konvekcijom s dimnih plinova na stijenke ložišta je prema tome:

$$Q_{\text{L-k}} = Q_{\text{L-c-k}} + Q_{\text{L-pod-k}} \tag{3.16}$$

Srednji koeficijent konvektivnog prijelaza topline u ložištu sveden na ukupnu površinu ložišta A_{L}:

$$\alpha_{\text{L-k}} = \frac{Q_{\text{L-k}}}{A_{\text{L}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right)} \tag{3.17}$$

Ukupni koeficijent prijelaza topline u ložištu:

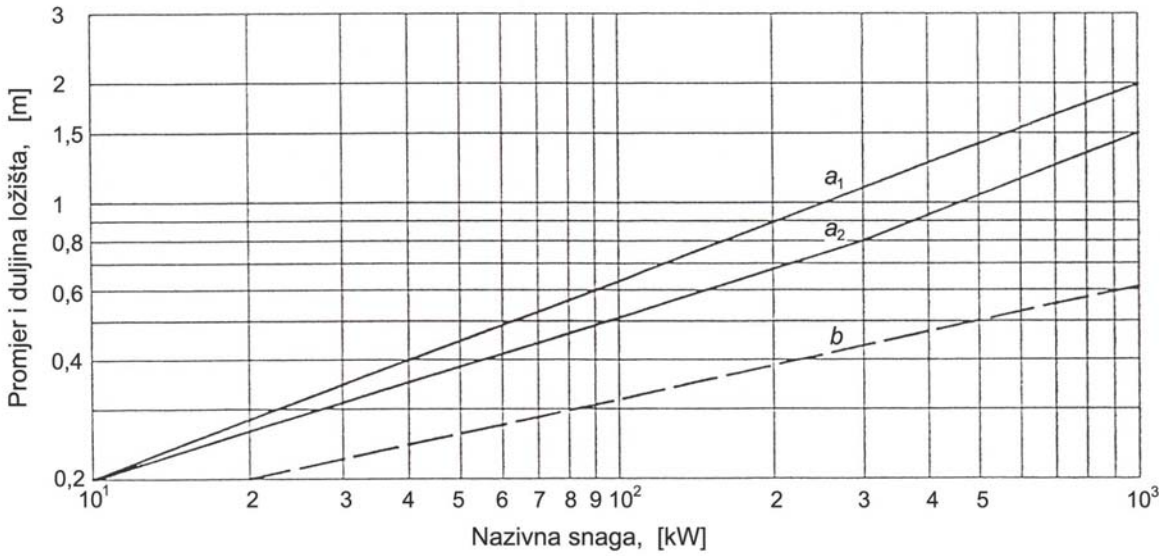
$$\alpha_{\text{L}} = \alpha_{\text{L-zr}} + \alpha_{\text{L-k}} \tag{3.18}$$

Ukupan prijenos topline u ložištu zračenjem i konvekcijom se prema Kreuhu [25], ukoliko je razlika temperatura ($t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}$) ista za obje vrste prijenosa topline, proračunava prema jednadžbi:

$$Q_{\text{L}} = A_{\text{L}} \cdot \alpha_{\text{L}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right) \tag{3.19}$$

3.1.1.1 *Određivanje dimenzija ložišta*

Minimalne dimenzije ložišta ne smiju biti manje od vrijednosti navedenih na slici 3.3 prema normi EN 303–2 [15]. Pri tome dimenzija *a* predstavlja udaljenost između zastojne ploče plamenika i stražnje stijenke ložišta, a dimenzija *b* promjer ložišta. Ukoliko je ložište izvedeno kao reverzibilno (linija a_2), njegova potrebna minimalna duljina je manja nego kod izvedbe ložišta s direktnim prolazom (linija a_1).



Slika 3.3 Minimalne dimenzije ložišta prema EN 303-2

a_1 – ložište s direktnim prolazom, a_2 – ložište s povratnim strujanjem (reverzibilno ložište), b – promjer ložišta ili najmanji ekvivalentni promjer za slučaj ložišta koje nije cilindrično

3.1.1.2 *Određivanje adijabatske temperature dimnih plinova u ložištu*

U ložište ulaze reaktanti gorivo EL loživo ulje temperature t_G i donje ogrjevne vrijednosti H_d, te zrak potreban za izgaranje temperature t_Z, a kao produkti izgaranja nastaju vlažni dimni plinovi. U slučaju adijabatskog izgaranja nema niti odvođenja niti dovođenja topline.

Adijabatska temperatura dimnih plinova ili adijabatska temperatura izgaranja je maksimalna temperatura, koja se može postići u ložištu u kojem se odvija potpuno izgaranje bez odvođenja topline. Računa se prema slijedećoj jednadžbi:

$$t_{ad} = \frac{H_d + h_G + h_Z}{\dot{m}_{VDP} \cdot \left[c_{pVDP} \right]_0^{t_{ad_p}}} = \frac{H_d + \left[c_{pG} \right]_0^{t_G} \cdot t_G + \left[c_{pZ} \right]_0^{t_Z} \cdot t_Z}{\dot{m}_{VDP} \cdot \sum_{k=1}^{N} Y_k \left[c_{pk} \right]_0^{t_{ad_p}}} \tag{3.20}$$

Specifična entalpija dovedenog goriva h_G i specifična entalpija zraka potrebnog za izgaranje h_Z su u odnosu na donju ogrjevnu vrijednost samog goriva H_d zanemarivo malog iznosa ukoliko se gorivo odnosno zrak ne predgrijavaju prije ulaska u ložište. S obzirom na to da je specifični toplinski kapacitet vlažnih dimnih plinova c_{pVDP} ovisan o traženoj adijabatskoj temperaturi, najprije se mora pretpostaviti t_{ad_p}, te se za pretpostavljenu vrijednost adijabatske temperature preko masenih udjela nastalih produkata izgaranja Y_k određuje $\sum_{k=1}^{N} Y_k \left[c_{pk} \right]_0^{t_{ad_p}}$, a zatim se računa t_{ad} prema danoj jednadžbi (3.20). Postupak iteracije se ponavlja sve dok se izračunata temperatura t_{ad} ne približi s dovoljnom točnošću pretpostavljenoj vrijednosti t_{ad_p}.

3.1.1.3 *Određivanje stvarne temperature dimnih plinova u ložištu*

Da bi se odredila količina topline predana zračenjem od strane produkata izgaranja-vlažnih dimnih plinova na stijenku ložišta potrebno je poznavati stvarnu temperaturu dimnih plinova u ložištu t_{pl}. Stvarna temperatura dimnih plinova je srednja temperatura dimnih plinova u ložištu. U proračunima se uzima kao temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta. Ovisi o ogrjevnoj moći goriva H_d, faktoru pretička zraka λ, zagrijavanju goriva i zraka za izgaranje i o intenzitetu zračenja na stijenke ložišta.

Kreuh [25] navodi slijedeće načine određivanja stvarne temperature dimnih plinova u ložištu na osnovu Stefan-Boltzmannova zakona i na osnovu razlike sadržaja topline dimnih plinova, te prema normativnoj metodi centralnog kotloturbinskog instituta (CKTI).

Kod proračuna stvarne temperature dimnih plinova u ložištu najprije se pretpostavlja stvarna temperatura dimnih plinova $t_{\mathrm{pl_p}}$, te se s njom računa količina topline predana zračenjem između volumena plina u ložištu i stijenke ložišta $Q_{\mathrm{L\text{-}zr}}$ prema Stefan-Boltzmannovom zakonu. Zatim se stvarna temperatura dimnih plinova računa prema slijedećem izrazu:

$$t_{\mathrm{pl}} = \frac{\eta_{\mathrm{L}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{G}} \cdot H_{\mathrm{d}} - Q_{\mathrm{L\text{-}zr}}}{\eta_{\mathrm{L}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{VDP}} \cdot \left[c_{p\mathrm{VDP}} \right]_{t_{\mathrm{ok}}}^{t_{\mathrm{pl_p}}}} = \frac{\eta_{\mathrm{L}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{G}} \cdot H_{\mathrm{d}} - Q_{\mathrm{L\text{-}zr}}}{\eta_{\mathrm{L}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{VDP}} \cdot \sum_{k=1}^{\mathrm{N}} Y_k \left[c_{pk} \right]_{t_{\mathrm{ok}}}^{t_{\mathrm{pl_p}}}} \tag{3.21}$$

gdje je η_{L} stupanj korisnosti ložišta, koji se prema [25] kreće između 95 i 99%, a t_{ok} je temperatura okoline. Proračun se ponavlja iterativnim postupkom sve dok se pretpostavljena $t_{\mathrm{pl_p}}$ i izračunata stvarna temperatura dimnih plinova u ložištu t_{pl} ne izjednače. U ovom radu je zanemaren sadržaj topline zraka s obzirom na to da se zrak prije ulaska u ložište ne predgrijava.

Kod proračuna stvarne temperature dimnih plinova u ložištu na osnovu razlike sadržaja topline dimnih plinova izjednačuju se toplina prenesena zračenjem na stijenke ložišta $Q_{\mathrm{L\text{-}zr}}$ i razlika između sadržaja topline (entalpije) dimnih plinova kod adijabatske temperature t_{ad} i kod stvarne temperature t_{pl} kako slijedi:

$$Q_{\mathrm{L\text{-}zr}} = A_{\mathrm{L}}\, C_{12} \left[\left(\frac{T_{\mathrm{pl}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\mathrm{st}}}{100} \right)^4 \right] \tag{3.22}$$

$$Q_{\mathrm{L\text{-}zr}} = \eta_{\mathrm{L}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{VDP}} \cdot \left[c_{p\mathrm{VDP}} \right]_{t_{\mathrm{pl}}}^{t_{\mathrm{ad}}} \left(t_{\mathrm{ad}} - t_{\mathrm{pl}} \right) \tag{3.23}$$

Pretpostavljena stvarna temperatura dimnih plinova t_{pl} ima pravu vrijednost, ukoliko su te dvije količine topline predane stijenkama jednake.

Zbog malih brzina strujanja dimnih plinova, zanemaruje se predaja topline konvekcijom.

3.1.2 Prijelaz topline u dimovodnim cijevima

U dimovodnim cijevima se glavnina toplinske energije prenosi konvekcijom. Zračenje je, zbog znatno nižih temperatura dimnih plinova u dimovodnim cijevima, zanemarivo malo. Prijelaz topline konvekcijom pri strujanju u cijevima ovisi o brzini strujanja, o unutarnjem promjeru cijevi d_{u} i o fizikalnim karakteristikama medija. U literaturi se može naći cijeli niz formula za određivanje koeficijenta prijelaza topline konvekcijom α [W/(m^{2}K)] odnosno Nusseltovog broja *Nu* za slučaj strujanja neke tekućine u cijevi.

Tako je npr. u [25] za koeficijent prijelaza topline konvekcijom pri strujanju dimnih plinova u cijevima u temperaturnom intervalu od 0 do 1 000 °C navedena slijedeća jednadžba:

$$\alpha = \left[4{,}19 + 0{,}3\left(\frac{t}{100}\right) - 0{,}0088\left(\frac{t}{100}\right)^2 \right] \frac{{v_0}^{0{,}75}}{{d_\mathrm{u}}^{0{,}25}} \qquad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}\right] \tag{3.24}$$

t je temperatura u [°C].

v_0 je reducirana brzina strujanja preračunata na normalno stanje (0 °C i 0,101 3 MPa), kako slijedi:

$$v_0 = v\frac{273}{273 + t_\mathrm{sr}} \qquad \left[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right] \tag{3.25}$$

gdje su t_sr srednja temperatura dimnih plinova u cijevi, a v stvarna brzina strujanja dimnih plinova u cijevima:

$$v = \frac{\dot{V}_\mathrm{VDP}}{A} = \frac{\dot{m}_\mathrm{VDP}}{\rho_\mathrm{VDP} \cdot A} \quad \left[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right] \tag{3.26}$$

ρ_VDP je gustoća dimnih plinova kod srednje temperature dimnih plinova u cijevi, a A je poprečni presjek strujanja kroz cijev.

S obzirom na to da je utjecaj temperature na izračunavanje koeficijenta prijelaza topline α relativno malen, navedena se jednadžba najčešće pojednostavljuje kako slijedi:

$$\alpha = 4{,}42\ \frac{{v_0}^{0{,}75}}{{d_\mathrm{u}}^{0{,}25}} \qquad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}\right] \tag{3.27}$$

Münzingerova jednadžba [25], koja uzima u obzir i utjecaj specifičnog toplinskog kapaciteta c_p i koeficijenta toplinske vodljivosti λ, za strujanje dimnih plinova u cijevima glasi:

$$\alpha = 0{,}038\left(\frac{273}{273 + t_\mathrm{sr}}\right)^{0{,}75} \cdot {c_p}^{0{,}77} \cdot \lambda^{0{,}23} \cdot \frac{{v_0}^{0{,}75}}{{d_\mathrm{u}}^{0{,}25}} \qquad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}\right] \tag{3.28}$$

3.2 PRIJELAZ TOPLINE NA STRANI VODE

U nastavku su dani izrazi za proračun koeficijenata prijelaza topline na strani vode za slučaj poprečno nastrujanog ložišta i snopa dimovodnih cijevi.

3.2.1 Prijelaz topline kod poprečno nastrujanog ložišta

Gnielinski [26] je za proračun Nusseltovog broja za slučaj poprečno nastrujanih cijevi, žica i cilindara naveo slijedeću jednadžbu:

$$Nu = 0,3 + \sqrt{Nu_{\text{lam}}{}^2 + Nu_{\text{turb}}{}^2} \tag{3.29}$$

pri čemu su Nu_{lam} i Nu_{turb} definirani kako slijedi:

$$Nu_{\text{lam}} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \tag{3.30}$$

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right)} \tag{3.31}$$

Navedene jednadžbe mogu se koristiti u području Reynoldsovog broja $10 < Re < 10^7$ i Prandtlovog broja $Pr = 0,6$ do 1 000. Reynoldsov broj definiran je izrazom

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu} \tag{3.32}$$

pri čemu se kao karakteristična dužina L kod poprečno nastrujanih cijevi uzima polovina nastrujanog opsega cijevi

$$L = \frac{d_{\text{v}} \cdot \pi}{2} \tag{3.33}$$

Sva fizikalna svojstva tekućine, kao što je npr. kinematička viskoznost ν, uzimaju se za srednju temperaturu tekućine.

Na osnovi pokusa s vodom, zrakom i transformatorskim uljem Žukauskas [28] je za proračun prijelaza topline kod poprečno nastrujanih glatkih cijevi predložio izraz:

$$Nu = 0,59 \cdot Re^{0,47} \cdot Pr^{0,38} \cdot f_{\text{Q}} \tag{3.34}$$

koji vrijedi u području Reynoldsovog broja $10 \le Re \le 10^3$, dok je za područje Reynoldsovog broja $10^3 \le Re \le 2 \cdot 10^5$ naveden izraz:

$$Nu = 0,21 \cdot Re^{0,62} \cdot Pr^{0,38} \cdot f_{Q} \tag{3.35}$$

Vanjski promjer nastrujane cijevi d_{v} uzima se kao karakteristična dimenzija za proračun bezdimenzijskih brojeva. Fizikalna svojstva medija odabiru se za srednju temperaturu graničnog sloja.

f_Q je faktor koji uzima u obzir smjer izmjene topline definiran slijedećim izrazom:

$$f_Q = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11} \tag{3.36}$$

pri čemu je Pr_{st} Prandtlov broj za temperaturu stijenke.

3.2.2 Prijelaz topline kod poprečno nastrujanih dimovodnih cijevi

U slučaju snopa poprečno nastrujanih dimovodnih cijevi prijelaz topline ovisi o vrsti smještaja cijevi unutar snopa i o koraku cijevi. Ukoliko je samo jedan red cijevi poprečno nastrujan, Nusseltov broj se može računati prema izrazu Gnielinskog (3.29), koji vrijedi za poprečno nastrujanu cijev, žicu odnosno cilindar, s time da se Reynoldsov broj tada računa prema:

$$Re = \frac{v \cdot L}{\psi \cdot \nu} \tag{3.37}$$

gdje su v brzina strujanja tekućine u slobodnom presjeku ispred snopa cijevi, L karakteristična dužina definirana kao polovina nastrujanog opseg cijevi, ν kinematička viskoznost kod srednje temperature nastrujane tekućine, a ψ kao dodatna veličina uzima u obzir utjecaj koraka cijevi s kako slijedi

$$\psi = 1 - \frac{d_v \cdot \pi}{4 \cdot s} \tag{3.38}$$

Navedene jednadžbe vrijede u području Reynoldsovog broja $10 < Re < 10^6$ i Prandtlovog broja $Pr = 0{,}6$ do 1 000.

U literaturi se može naći cijeli niz jednadžbi za slučaj poprečno nastrujanih snopova cijevi ([26], [28]).

3.3 MOGUĆNOSTI INTENZIVIRANJA PRIJELAZA TOPLINE U NT–KOTLOVIMA

Općenito, prolaz topline na ogrjevnim površinama kotla, u ložištu i u dimovodnim cijevima, određen je koeficijentom prolaza topline k [W/(m^{2}K)], koji kao izvedena veličina obuhvaća prijelaz topline s obje strane stijenke i provođenje topline kroz stijenku. Ukoliko je s d_v označen vanjski promjer cijevi, a s d_u unutarnji promjer cijevi, koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu cijevi k_v definiran je s:

$$k_v = \frac{1}{\frac{d_v}{d_u \cdot \alpha_{DP}} + \frac{d_v}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_W}} \tag{3.39}$$

pri čemu su α_{DP} koeficijent prijelaza topline na strani dimnih plinova, λ koeficijent toplinske vodljivosti stijenke cijevi i α_W koeficijent prijelaza topline na strani vode.

Poznato je da se na strani dimnih plinova ostvaruje znatno slabiji prijenos topline od kapljevina (voda) ($\alpha_{DP} << \alpha_W$), odnosno slabija strana prijelaza topline u kotlu je strana dimnih plinova. Upravo zato je prijelaz topline na strani dimnih plinova mjerodavan za dimenzioniranje ogrjevnih površina kotla, jer je k prema (3.39) po svom iznosu manji od manjeg koeficijenta prijelaza topline, a to je onaj na strani dimnih plinova α_{DP}. Koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W prema tome nema većeg utjecaja. U nastavku su opisane metode povećanja prijelaza topline na strani dimnih plinova, a posebno su izdvojeni turbulatori kao jeftin i efikasan način povećanja prijelaza topline.

3.3.1 Metode povećanja prijelaza topline

Potreba za uštedom energije, materijala i ostalih nezaobilaznih troškova stimulirala je istraživanje raznovrsnih metoda povećanja prijelaza topline. Metode povećanja prijelaza topline dijele se općenito u dvije glavne skupine:

- pasivne metode,
- aktivne metode

Pasivne metode ne zahtijevaju dodatnu energiju, za razliku od aktivnih metoda koje traže dodatnu vanjsku energiju. Efikasnost obje metode ovisi o vrsti prijelaza topline, koji se može protezati od slobodne konvekcije sve do filmskog isparavanja i kondenzacije.

Uočeno je da se smislenom kombinacijom dviju ili više aktivnih odnosno pasivnih metoda povećanja prijelaza topline može postići daljnje povećanje prijelaza topline [29]. Tako dobiveno povećanje prijelaza topline nazvano je složenim povećanjem (engl. *compound enhancement*). Primjer složenog povećanja prijelaza topline je kombinacija turbulatora i orebrene površine.

Općenito, na području povećanja prijelaza topline može se naći u literaturi čitav niz radova. Ogromna je zasluga Berglesa [30], koji je sve do sada poznate metode poboljšanja prijelaza topline sažeo i klasificirao. Popis metoda povećanja prijelaza topline prema Berglesu [30] dan je u tablici 3.1.

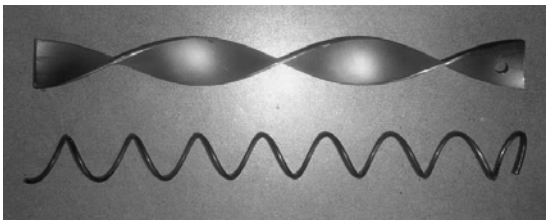
Tablica 3.1 Klasifikacija metoda povećanja prijelaza topline prema Berglesu

Pasivne metode	**Aktivne metode**
Obrađena površina (engl. *treated surfaces*)	Mehanička pomoć (engl. *mechanical aids*)
Hrapava površina (engl. *rough surfaces*)	Vibracija površine (engl. *surface vibration*)
Proširena površina (engl. *extended surfaces*)	Vibracija fluida (engl. *fluid vibration*)
Naizmjenično raspoređeni ugradbeni elementi (engl. *displaced enhancement devices*)	Elektrostatično polje (engl. *elektrostatic field*)
Elementi za vrtloženje toka (engl. *swirl flow devices*)	Odsisavanje ili ubrizgavanje (engl. *suction or injection*)
Cijevi s umetnutom zavojnicom (engl. *coiled tubes*)	Udar mlaza (engl. *jet impingement*)
Elementi za površinsku napetost (engl. *surface tension devices*)	
Aditivi za fluide (engl. *additives for fluid*)	
Složeno povećanje (engl. *compound enhancement*)	
Npr. kombinacija hrapave površine i spiralnih traka	

3.3.2 Turbulatori općenito

Korisni efekt turbulatora na prijelaz topline uočio je još davne 1921. Royds [31]. Od tada su istražene različite vrste turbulatora. Međutim, u Berglesovoj klasifikaciji metoda povećanja prijelaza topline ne postoji zasebna pasivna metoda na temelju turbulatora, već se razlikuju tri pasivne metode: naizmjenično raspoređeni ugradbeni elementi, elementi za vrtloženje toka i cijevi s umetnutom zavojnicom. Sva tri zahvata u stvari predstavljaju elemente koji se umeću u cijevi u svrhu pospješivanja prijenosa topline, tj. turbulatore. Postoje različite vrste turbulatora s različitim mehanizmima povećanja prijelaza topline, pa je u stvari Berglesova podjela turbulatora u tri zasebne skupine sasvim opravdana. Zavojnice i spiralne trake, kao dva najčešća korištena turbulatora-umetka za cijevi, uzrokuju različite mehanizme povećanja prijelaza topline (slika 3.4).

Zavojnice, kao primjer neintegralne hrapavosti, djeluju kao "hrapavost uz stijenku cijevi", periodično narušavaju granični sloj i unapređuju miješanje unutar graničnog sloja bez značajnijeg utjecaja na glavni tok, dok spiralne trake miješaju glavni tok i prisiljavaju tok na spiralno strujanje uzduž cijevi, te pripadaju elementima za vrtloženje toka. Spiralne trake ne djeluju kao "hrapavost uz stijenku cijevi" budući da toplinski kontakt spiralne trake i stijenke cijevi nije idealan, ali povećavaju prijelaz topline uslijed povećane komponente tangencijalne brzine i smanjenog poprečnog presjeka strujanja.

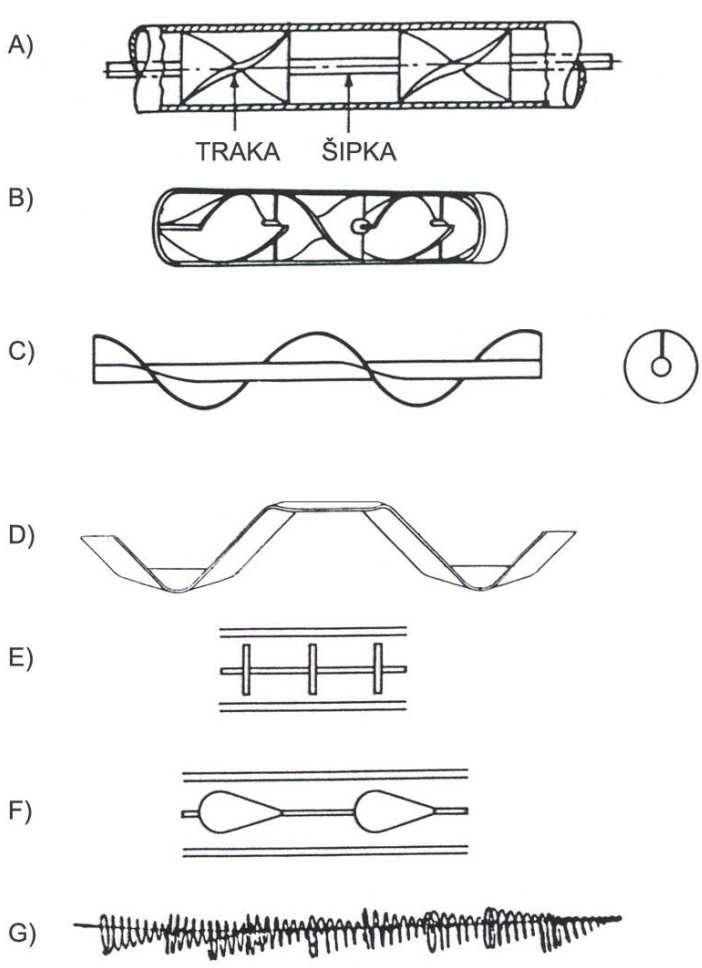


Slika 3.4 Turbulatori – spiralna traka i zavojnica

Djelovanje spiralnih traka i zavojnica istraživano je usporedbeno eksperimentalnim putem u radu [32]. Pri tome je detaljno ispitivana glatka cijev s 13 umetnutih zavojnica i 13 spiralnih traka različitih geometrija te sama glatka cijev. U radu je izvješteno o utjecaju geometrije turbulatora na učinkovitost prijelaza topline, te kako duljina i pozicija ispitanog turbulatora u obliku zavojnice odnosno spiralne trake utječe na prijelaz topline i koeficijent trenja. Geometrija turbulatora koja daje željeno povećanje prijelaza topline s najmanjim padom tlaka ima prednost.

Unutarnje orebrenje i integralna hrapavost, kao dva nedavno razvijena pristupa povećanju konvektivnog prijelaza topline unutar cijevi, postaju danas bez sumnje sve važniji i sve učinkovitiji. Ipak, turbulatori (umetci za cijevi) općenito, kao najraniji pristup povećanju prijelaza topline u cijevima, su još uvijek prikladni i također predstavljaju jeftiniji način povećanja učina postojećeg izmjenjivača u usporedbi s ugradnjom novih elemenata.

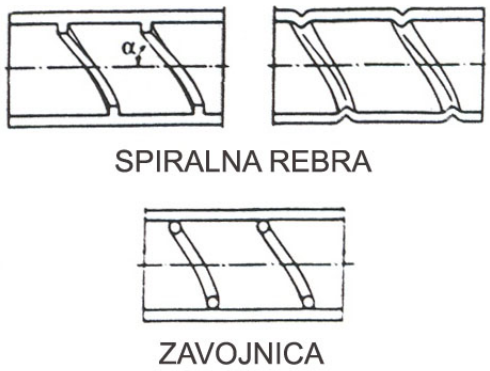
Na slici 3.5 prikazane su različite vrste turbulatora. Ovisno o vrsti strujanja odabire se prikladni turbulator. Ukoliko je strujanje u cijevi turbulentno, puno je efikasnije odabrati turbulator koji uzrokuje miješanje unutar viskoznog graničnog sloja neposredno uz stijenku, nego onaj koji utječe samo na glavni – središnji tok strujanja, kao što su to npr. spiralne trake, te turbulatori na slici 3.5. Razlog tome je, što temperaturni granični sloj predstavlja otpor provođenju topline prema stijenci, te ukoliko se želi poboljšati prijelaz topline, mora se utjecati upravo na njega. U slučaju laminarnog strujanja efikasniji su turbulatori koji miješaju središnji tok strujanja, s obzirom na to da kod laminarnog strujanja dominanti toplinski otpor nije ograničen na tanki granični sloj uz stijenku.



Slika 3.5 Turbulatori – A) segmentirana spiralna traka, B) statički mikser, C) spiralna traka na šipci, D) savijena traka, E) razmaknuti diskovi, F) razmaknuti uobličeni umetci, G) vrsta zavojnice (Colburn i King 1931.)

3.3.3 Turbulatori u obliku zavojnice

Već je napomenuto da se turbulatori u obliku zavojnice mogu promatrati i kao "hrapavost uz stijenku cijevi" (engl. *wall-attached roughness*), pa zavojnicu mnogi autori uvrštavaju i u pasivnu metodu hrapave površine, iako se radi o turbulatoru umetnutom u cijev. Ukoliko postoji kontakt između stijenke i samog turbulatora, zavojnica je slična spiralnim rebrima na unutrašnjosti cijevi. Mehanizami povećanja prijelaza topline turbulatora u obliku zavojnice i spiralnih rebara na unutrašnjosti cijevi su identični (slika 3.6).



Slika 3.6 Hrapavost na unutrašnjoj stijenci cijevi

Slika strujanje fluida preko spiralnih rebara i zavojnice je identična. Razlika koja postoji je u površini kontakta rebra/turbulatora i stijenke cijevi, koja je naravno veća u slučaju spiralnih rebara, dok se kontakt zavojnice i stijenke u idealnom slučaju ostvaruje u spiralnoj liniji. Iz tog razloga toplina predana od strane fluida na stijenku veća je u slučaju spiralnih rebara, jer se toplina od fluida u cijevi odvodi i preko korijena rebra kondukcijom dalje u stijenku cijevi.

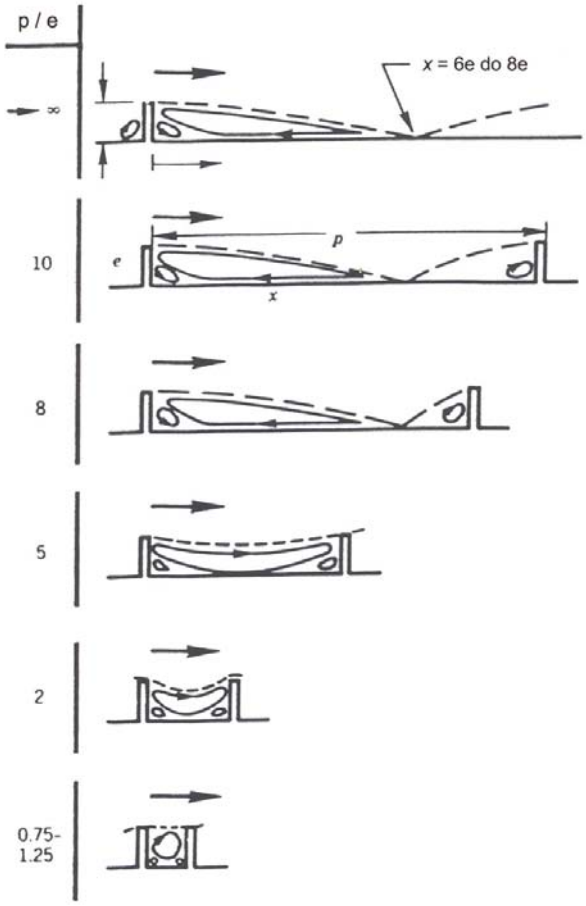
Turbulatori u obliku zavojnice, kao mehanički elementi koji uzrokuju povratno strujanje i kidanje graničnog sloja, imaju široku primjenu u termotehnici. Povratno strujanje se još naziva i recirkulacijskim strujanjem. Koeficijent prijelaza topline i količina gibanja mogu se povećati upravo povratnim strujanjem i kidanjem (disipacijom, rasipanjem) graničnog sloja. Povratno strujanje s velikom turbulencijom može poboljšati konvekciju na stijenku cijevi povećanjem efektivnog aksijalnog Reynoldsovog broja, smanjenjem poprečnog presjeka strujanja, i povećanjem srednje brzine i gradijenta temperature. Također dolazi do povećanja toplinskog toka predanog stijenci, ali i do nezaobilaznog povećanja pada tlaka.

Arman i Rabas [33] su 1971. promatrali dvodimenzijsko turbulentno strujanje u cijevima s unutarnjim orebrenjem (slika 3.7). Presjek rebra je oblika pravokutnika (stranice *w* i *e*), a udaljenost između dva rebra odnosno korak rebra je označen s *p*. Uočili su, da se strujanje neposredno uz orebrenu stijenku cijevi sastoji od stabilne recirkulacijske zone i zone razvoja graničnog sloja. Iznad tih zona nalazi se slobodno posmično područje i veliki vrtlozi. Recirkulacijsku zonu ispred rebra nazvali su prednjom recirkulacijskom zonom, a ona koja se stvara iza rebra samo recirkulacijskom zonom.

Slika 3.7 Dvodimenzijsko turbulentno strujanje preko rebra

Turbulatori u obliku zavojnice osiguravaju povećanje prijelaza topline uslijed povratnog strujanja, uzrokujući miješanje fluida nizvodno u graničnom sloju. S obzirom na to da se miješanje graničnog sloja rasipa nizvodno od turbulatora, brzo se rasipa i lokalno povećanje prijelaza topline. Zbog toga razuman odabir promjera žice zavojnice i koraka zavojnice zahtijeva poznavanje ovisnosti lokalnog koeficijenta prijelaza topline o geometriji same zavojnice (promjer i korak). Općenito, veći promjeri zavojnice ulaze u granični sloj gdje dominira turbulencija, te ne osiguravaju neku veliku dodatnu korist u pogledu prijelaza topline. Međutim, uzrokuju značajno neželjeno povećanje pada tlaka. Webb [33] je dao popis modela strujanja za površinu orebrenu rebrima visine *e* u ovisnosti o *p/e*. S *p* (engl. *pitch*) je označena udaljenost između rebara odnosno korak rebara. Kao što se vidi na slici 3.8 strujanje se odvaja na rebru, te ponovno dodiruje stijenku između rebara na udaljenosti 6 do 8 visina rebara nizvodno od samog rebra.

Mjerenja Edwardsa i Sheriffa [33] za slučaj dvodimenzijskog rebra na ravnoj ploči pokazala su, da koeficijent prijelaza topline postiže svoju maksimalnu vrijednost upravo u blizini točke ponovnog dodira strujanja sa stijenkom između dva rebra. Također su utvrdili da do ponovnog dodira strujanja sa stijenkom dolazi ukoliko je omjer koraka rebara i visine rebara $p/e > 8$. Najveći koeficijenti prijelaza topline postižu se u području $10 \leq p/e \leq 15$, gdje glavna struja dodiruje stijenku između pojedinih rebara.



Slika 3.8 Webbov popis modela strujanja na orebrenoj površini u ovisnosti o koraku rebara

Turbulatori u obliku zavojnice istraživani su eksperimentalno u radovima [34]–[38]. Tako su npr. u radu [38] eksperimentalnim putem detaljno istraživani turbulatori u obliku zavojnice različitih duljina i koraka, te na različitoj poziciji u cijevi. Kao ispitni medij korišten je zrak. U tijeku mjerenja varirani su protoci zraka i temperature zraka na ulazu u cijev s umetnutim turbulatorom. U radu su na osnovu eksperimentalnih podataka razvijene korelacije za prijelaz topline i pad tlaka u glatkoj cijevi s umetnutim turbulatorom u obliku zavojnice, koje vrijede u području $5\,000 \leq Re \leq 23\,000$, $Pr \cong 0{,}7$. U radu je promatran odnos povećanja prijelaza topline i pada tlaka. Navedene korelacije izvedene su za turbulatore u obliku zavojnice promjera žice zavojnice 3 mm.

4. PROBLEM KONDENZACIJE DIMNIH PLINOVA U NT–KOTLU

Rosište dimnih plinova jedan je od najvažnijih kriterija za nastajanje niskotemperaturne korozije na hladnijim površinama toplovodnog kotla. Podrobno poznavanje kako rosišta dimnih plinova tako i njegova ovisnost o raznim utjecajnim faktorima, omogućuje poduzimanje odgovarajućih mjera za sprječavanje nastanka niskotemperaturne korozije.

4.1 ROSIŠTE DIMNIH PLINOVA

U slučaju malog ili zanemarivog sadržaja sumpora u gorivu, kao što je to slučaj kod EL loživog ulja, glavnu ulogu ima rosište vodene pare. U slučaju teškog loživog ulja samo rosište vodene pare ima podređenu ulogu, jer dimni plinovi nastali izgaranjem teškog loživog ulja koje ima u svom sastavu i sumpor, sadrže osim vodene pare i sumpor(IV) oksid SO_2, te sumpor(VI) oksid SO_3, iz kojih može nastati sumporna kiselina H_2SO_4 odnosno sumporasta kiselina H_2SO_3. Više o samim mehanizmima nastajanja sumpornih spojeva, te posebno o mogućnostima redukcije sumpor(VI) oksida SO_3 pri izgaranju teškog loživog ulja može se naći u [39].

Kod izgaranja EL loživog ulja vodena para, sadržana u dimnim plinovima, sastoji se od vlage sadržane u gorivu, od vlage u zraku koji je nužan za sam proces izgaranja i od vodene pare nastale oksidacijom vodika sadržanog u gorivu. Sadržaj vlage u samom gorivu je mali i može se zanemariti. Ovisno o pretičku zraka i sadržaju vodika u loživom ulju nastaje kod izgaranja 1 kg loživog ulja između 1 i 1,2 kg vodene pare [20], koja se mora odvesti s ostalim dimnim plinovima kroz dimnjak. Ukoliko temperatura padne ispod točke rosišta, vodena para iz dimnih plinova počinje kondenzirati.

Rosište dimnih plinova odnosno vodene pare sadržane u dimnim plinovima, funkcija je sadržaja CO_2 u dimnim plinovima odnosno kemijskog sastava pojedinog goriva, te je stoga različita za različite vrste goriva. Već je u poglavlju 2 spomenuto, da temperatura kondenzacije za zemni plin (95% CH_4) kod sadržaja CO_2 od 10,5% iznosi 57 °C, dok za EL loživo ulje kod sadržaja CO_2 od 13,5% iznosi 47 °C (slika 2.2). S obzirom na to da nastali kiseli kondenzat (pH < 5) uzrokuje koroziju, nužno je spriječiti kondenzaciju dimnih plinova, odnosno potrebno je održavati temperature ogrjevnih površina na strani dimnih plinova iznad 47 °C u slučaju korištenja EL loživog ulja kao goriva.

4.2 NAČINI SPRJEČAVANJA KONDENZACIJE I NISKOTEMPERATURNE KOROZIJE

U praksi su poznate slijedeće mjere za sprječavanje kondenzacije i niskotemperaturne korozije:

- održavanje temperatura stijenki iznad očekivanog rosišta dimnih plinova
- korištenje materijala otpornih na koroziju
- konstrukcijske mjere
- pogonske mjere
- izgaranje goriva s niskim sadržajem sumpora
- vođenje plamena
- dodaci/aditivi

Izgaranje goriva s niskim sadržajem sumpora, vođenje plamena i dodaci/aditivi, kao mjere za sprječavanje kondenzacije i niskotemperaturne korozije, uglavnom se koriste kod loživih ulja sa značajnijim sadržajem sumpora npr. kod teškog loživog ulja, te se neće u nastavku posebno opisivati, s obzirom na to da se u ovom radu koristi EL loživo ulje sa zanemarivim sadržajem sumpora.

4.2.1 Održavanje temperatura stijenki iznad očekivanog rosišta dimnih plinova

Najsigurnija i najdjelotvornija metoda sprječavanja kondenzacije i niskotemperaturne korozije je održavanje temperature dimnih plinova i temperatura ogrjevnih površina na sigurnoj vrijednosti iznad očekivanog rosišta dimnih plinova.

4.2.2 Korištenje materijala otpornih na koroziju

Upotrebom keramike i borosilikatnog stakla postiže se otpornost na niskotemperaturnu koroziju. Keramika je otporna na kiselinu.

Djelotvornija metoda zaštite od korozije u odnosu na keramiku je emajliranje stijenka. Ispitivanja na toplinski šok provedena na emajliranim dijelovima izvrgnutim čestim naglim ohlađivanjima sa temperatura ispod točke omekšavanja emajla (oko 550 °C) na 20 °C prolaze bez pojave pukotine. Nasuprot tome kod keramike nakon samo jednog naglog ohlađivanja s 300 °C na 20 °C dolazi do pojave pukotine, a nakon 5 do 10 takvih naglih ohlađivanja keramika se mrvi [22].

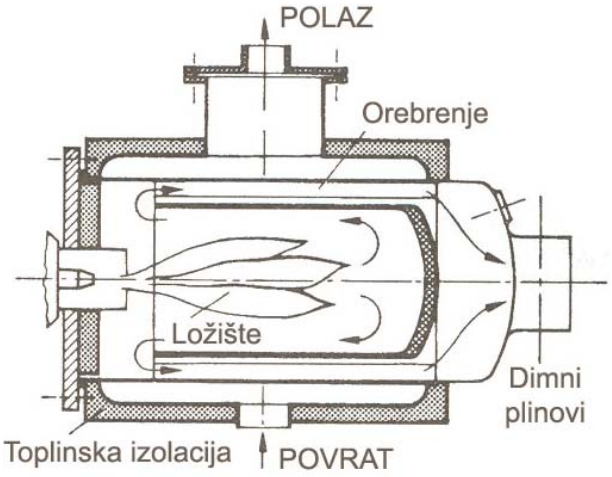
4.2.3 Konstrukcijske mjere

Smanjenje kondenzacije postiže se održavanjem površinske temperature ogrjevnih površina konstrukcijskim mjerama iznad rosišta dimnih plinova. Konstrukcijskim mjerama se umjetno smanjuje količina topline predana sa strane dimnih plinova na stranu vode.

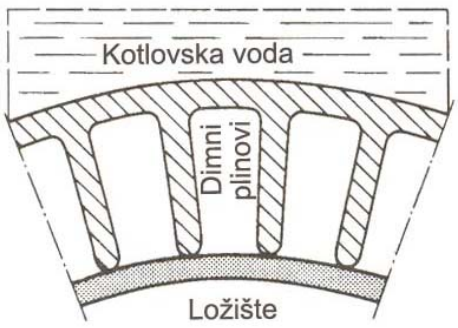
U poglavlju 2 su već spomenute konstrukcijske mjere, koje se najčešće poduzimaju [18]:

- *orebrenje* na strani dimnih plinova, kojim se povećava ogrjevna površina koja prima toplinu, tako da su njezine površinske temperature više
- *dvoslojne ogrjevne površine*, kojima se povećava otpor prolazu topline, te se kao posljedica povećava razlika između površinskih temperatura stijenki na strani dimnih plinova i na strani kotlovske vode

Na slici 4.1 prikazan je čelični toplovodni kotao sa tzv. suhom komorom izgaranja. Cilindrična komora izgaranja, koja ne graniči s vodom, okružena je cilindričnim plaštom s orebrenjem na unutarnjoj strani (slika 4.2). Visoka temperatura rebara sprječava pojavu kondenzacije. Rebra mogu biti napravljena iz sivog lijeva ili čelika.



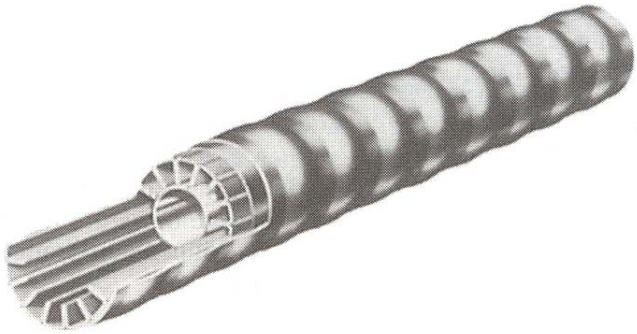
Slika 4.1 Čelični toplovodni kotao s indirektno hlađenom suhom komorom izgaranja



Slika 4.2 Suha komora izgaranja

Nadalje, dimovodne cijevi kotla mogu se izraditi kao dvoslojne ogrjevne konvektivne površine iz kombinacije materijala čelik/čelik ili sivi lijev/čelik. Dvije čelične cijevi su umetnute jedna u drugu, a između njih postoji prostor ispunjen zrakom, tj. zračni raspor, uslijed kojeg dolazi do povećanja otpora prolazu topline odnosno do kontroliranog prijelaza topline, tako da i kod niskih pogonskih temperatura kotla površinske temperature na strani dimnih plinova ostaju visoke. Stijenka ogrjevne površine je oko 15 do 20 °C toplija od kotlovske vode.

Zanimljiva je troslojna dimovodna cijev NT–toplovodnog kotla Vitoplex 300 na ulje/plin firme Viessmann, koja se sastoji od čeličnih cijevi utisnutih jedna u drugu (slika 4.3). Unutarnja cijev sa svojim uzdužnim rebrima ima 2,5 puta veću ogrjevnu površinu od glatke cijevi bez rebara. Izvana je treća cijev valovitog oblika koja samo dijelom dodiruje središnju cijev. Prijelaz topline je kontroliran različitim udaljenostima dodirnih mjesta, tako da se prema kraju dimovodne cijevi, kroz koji više ne prostrujavaju tako vrući dimni plinovi, odvodi manje topline na stranu kotlovske vode. Na taj način se površinske temperature ogrjevnih površina održavaju iznad rosišta dimnih plinova.



Slika 4.3 Troslojna dimovodna cijev s kontroliranim prijelazom topline

4.2.4 Pogonske mjere

Kao pogonska mjera može se provesti upravljanje strujanjem vode u toplovodnom kotlu, tako da se hladna povratna voda najprije pomiješa s nešto toplijom kotlovskom vodom, prije nego što dođe u dodir s ogrjevnim površinama.

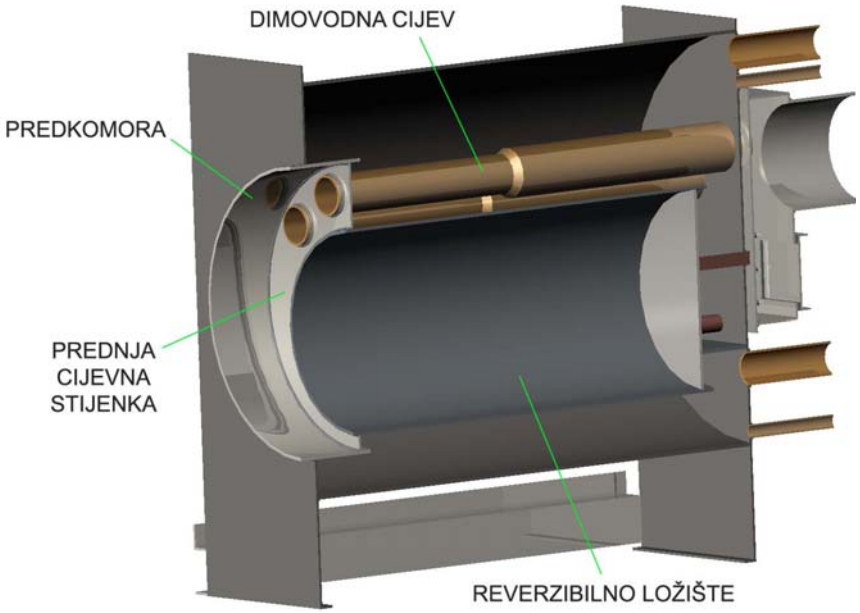
4.3 ANALIZA PARAMETARA KOJI UTJEČU NA SPRJEČAVANJE KONDENZACIJE

Provedena je analiza izvedbe dimovodne cijevi, oblika cijev u cijevi, s umetnutim turbulatorima ili bez njih, te je pokazan utjecaj debljine zračnog sloja y i duljine vanjske cijevi L na pojavu kondenzacije. Pri tome se variraju brzina v_1 i temperatura t_1 dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev, te koeficijent prijelaza topline na strani vode α_w.

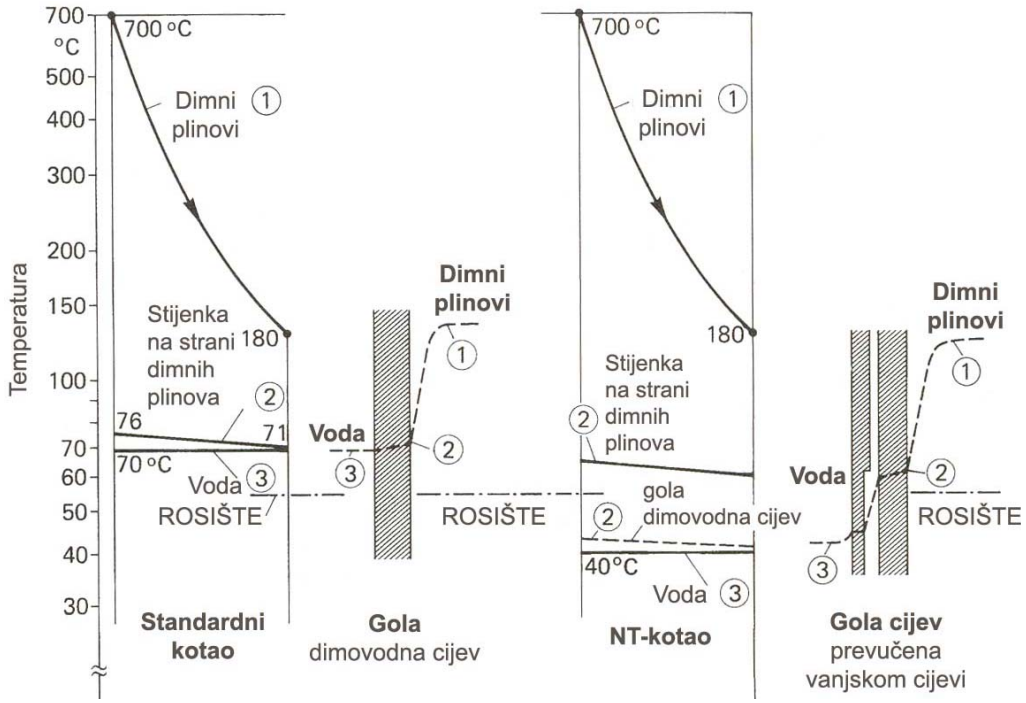
Da bi se spriječila pojava kondenzacije dimnih plinova odnosno niskotemperaturna korozija potrebno je temperaturu ogrjevnih stijenki na strani dimnih plinova t_{st} održavati dovoljno višom od očekivanog rosišta dimnih plinova, koje u slučaju korištenja EL loživog ulja kao goriva iznosi 47 °C odnosno u slučaju plina (95% CH_4) 57 °C. Dogovorom je utvrđeno da se, prema dobroj inženjerskoj praksi, kao granična temperatura stijenke za NT–kotlove na EL loživo ulje/plin uzme vrijednost 65 °C. Takvi se kotlovi naime uobičajeno grade za kombinirani pogon plinom i uljem, a kupac određuje gorivo izborom odgovarajućeg plamenika, pa je sigurnu temperaturu stijenke potrebno odrediti prema višem rosištu koje odgovara loženju plinom.

Na slici 4.4 prikazan je presjek kroz NT–kotao s reverzibilnim ložištem. Izmjena topline između dimnih plinova nastalih izgaranjem i kotlovske vode odvija se preko slijedećih ogrjevnih površina: stijenke ložišta, prednje cijevne stijenke, dijela stijenke predkomore i stijenki dimovodnih cijevi koje su prevučene vanjskim cijevima sa svrhom sprječavanja kondenzacije dimnih plinova.

Na slici 4.5 prikazane su promjene temperatura dimnih plinova ①, stijenke na strani dimnih plinova ② i vode ③ kod standardnog i NT–kotla. Standardni kotao ima golu dimovodnu cijev, dok je kod NT–kotla gola cijev prevučena vanjskom cijevi. Temeljna razlika između ta dva modela je da pri standardnom kotlu temperatura vode nikada ne pada ispod rosišta dimnih plinova, dok je kod NT–kotla ona redovito ispod te temperature. Prijelaz topline kontroliran je različitim debljinama zračnog sloja, tako da se na kritičnijem dijelu cijevi debljina zračnog sloja povećava, odnosno smanjuje se količina topline predana na stranu vode, te se na taj način površinske temperature ogrjevnih površina održavaju iznad rosišta dimnih plinova.



Slika 4.4 Presjek kroz NT– kotao s djelomično dvostrukom cijevi

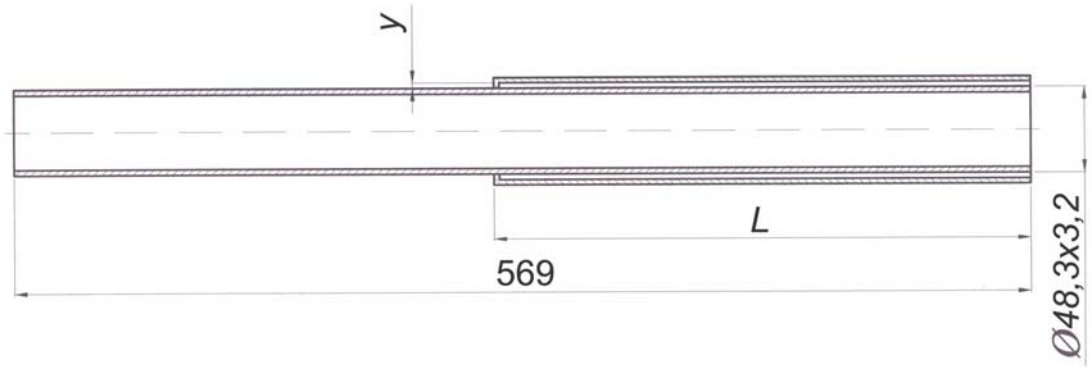


Slika 4.5 Promjene temperatura dimnih plinova ①, stijenke na strani dimnih plinova ② i vode ③ kod standardnog i NT–kotla s kontroliranim prijelazom topline

(lijevo: standardni kotao s golom dimovodnom cijevi, desno: NT–kotao s golom dimovodnom cijevi prevučenom vanjskom cijevi)

U promatranom slučaju unutarnja cijev NT–kotla prevlači se vanjskom cijevi. Unutarnja i vanjska cijev zatvaraju sloj zraka, koji zbog male vrijednosti koeficijenta toplinske vodljivosti (λ = 0,025 W/(mK) kod 23 °C) djeluje kao izolator te povećava otpor provođenju topline, odnosno dolazi do kontroliranog prijelaza topline. Pri tom se povećava razlika temperatura stijenki na strani kotlovske vode i na strani dimnih plinova. Na taj način i kod niskih pogonskih temperatura vode u kotlu površinske temperature stijenki na strani dimnih plinova ostaju iznad granične temperature stijenke. Pomoću numeričkog koda Fluent [13] analizirana je gola cijev nazivnog promjera DN40 (∅48,3x3,2, d_v = 48,3 mm, s = 3,2 mm, d_u = 41,9 mm) i duljine 569 mm, kao i dvostruka cijev.

Cilj je razjasniti kakav je i koliki je utjecaj zračnog sloja debljine y između unutarnje i vanjske cijevi i duljine vanjske cijevi L na temperaturu stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova. U numeričkim simulacijama su od geometrijskih parametara varirani upravo debljina zračnog sloja y (1, 2, 3,1, 4, 5 i 6 mm) i duljina vanjske cijevi L (100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm). Također su varirane brzina v_1 (1–8 m/s) i temperatura t_1 (200, 300, 400 i 500 °C) dimnih plinova na ulazu u cijev, te koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W (200, 300, 400, 500 i 600 W/(m^{2}K)). Dimovodna cijev NT–kotla prevučena vanjskom cijevi duljine L i sa zračnim slojem debljine y prikazana je na slici 4.6.



Slika 4.6 Dimovodna cijev NT– kotla prevučena vanjskom cijevi

U Prilogu 1 – tablica 1 dan je pregledno popis svih slučajeva za koje su provedene numeričke simulacije dimovodnih cijevi bez turbulatora koristeći numerički kod Fluent [13], te su navedeni rezultati provedenih numeričkih simulacija. Dane su vrijednosti temperature dimnih plinova na izlazu iz promatrane dimovodne cijevi t_2, pad temperature dimnih plinova unutar cijevi Δt, količina topline predana od strane dimnih plinova na stijenku unutarnje cijevi Q_{dp}, odnosno gustoća toplinskog toka q_{dp}, količina topline predana na stranu vode na dijelu gole dimovodne cijevi $Q_{1c\text{-}voda}$, te na dijelu dimovodne cijevi prevučene s vanjskom cijevi $Q_{2c\text{-}voda}$. Dane su i pripadajuće gustoće toplinskih tokova $q_{1c\text{-}voda}$ i $q_{2c\text{-}voda}$.

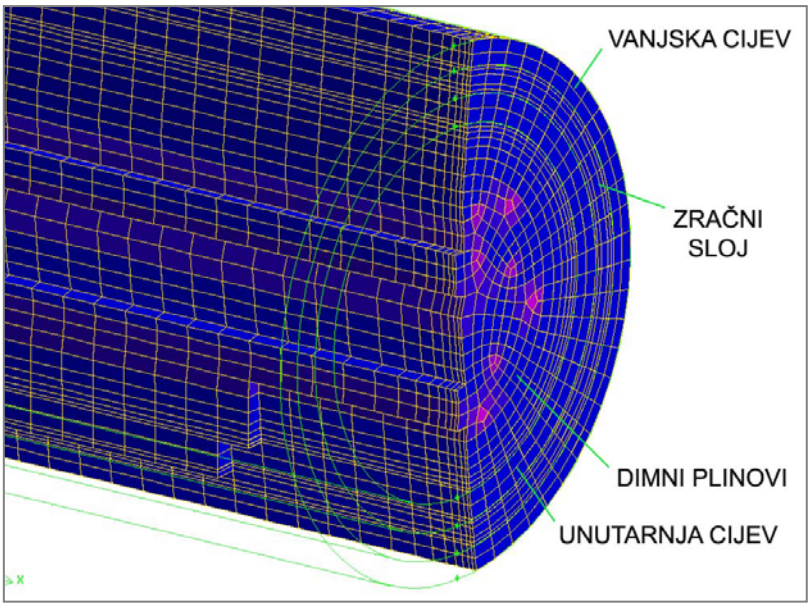
Kao najvažnije veličine navedene su vrijednost minimalne temperature stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova $t_{st\text{-}min}$, te pozicija u cijevi na kojoj se pojavljuje minimalna temperatura stijenke $x_{st\text{-}min}$.

Slijedi detaljna analiza parametara kojima se može utjecati na pojavu kondenzacije dimnih plinova.

4.3.1 Numerička konfiguracija dimovodnih cijevi bez turbulatora

Numerička simulacija dimovodnih cijevi provedena je na zasebnom trodimenzijskom stacionarnom modelu. Za provedbu numeričke simulacije potrebno je u model unijeti podatke za fizikalna svojstva (gustoća ρ, specifični toplinski kapacitet c_p, koeficijent toplinske vodljivosti λ i dinamička viskoznost μ) dimnih plinova nastalih izgaranjem EL loživog ulja u ovisnosti o temperaturi. Pomoću demo softwarea [40], na osnovi volumnih udjela nastalih dimnih plinova (10,937% CO_2, 9,916% H_2O, 75,17% N_2, 3,977% O_2) dobivena je temperaturna ovisnost fizikalnih svojstava nastalih dimnih plinova (Prilog 2). Fizikalna svojstva zraka, koji se nalazi u šupljini između unutarnje i vanjske cijevi, uzeta su u ovisnosti o temperaturi prema toplinskim tablicama [41]. S obzirom na to da u dimnim plinovima prevladava dušik N_2 s volumnim udjelom od 75%, svojstva dimnih plinova ne odstupaju značajno od svojstava zraka.

Mreža dimovodnih cijevi bez vanjske cijevi i s njom, kreirana u Gambitu [14], je strukturirana (slika 4.7).



Slika 4.7 Računalna mreža stražnjeg dijela dimovodne cijevi prevučene vanjskom cijevi bez turbulatora

Rubni uvjeti u provedenim numeričkim simulacijama definirani su kako slijedi:

- izmjena topline između stijenki cijevi na strani vode i vode odvija se konvektivno uz poznati koeficijent prijelaza topline α_W,
- izmjena topline na dijelu dimovodne cijevi s vanjskom cijevi: zračenje između cijevi + provođenje kroz sloj zraka debljine y,
- s obzirom na to da nisu poznate temperature stijenki/sloja zraka na početku odnosno na kraju dimovodne cijevi, pretpostavljeni su adijabatski rubni uvjeti.

U numeričkim simulacijama su uzete slijedeće vrijednosti ulaznih parametara:

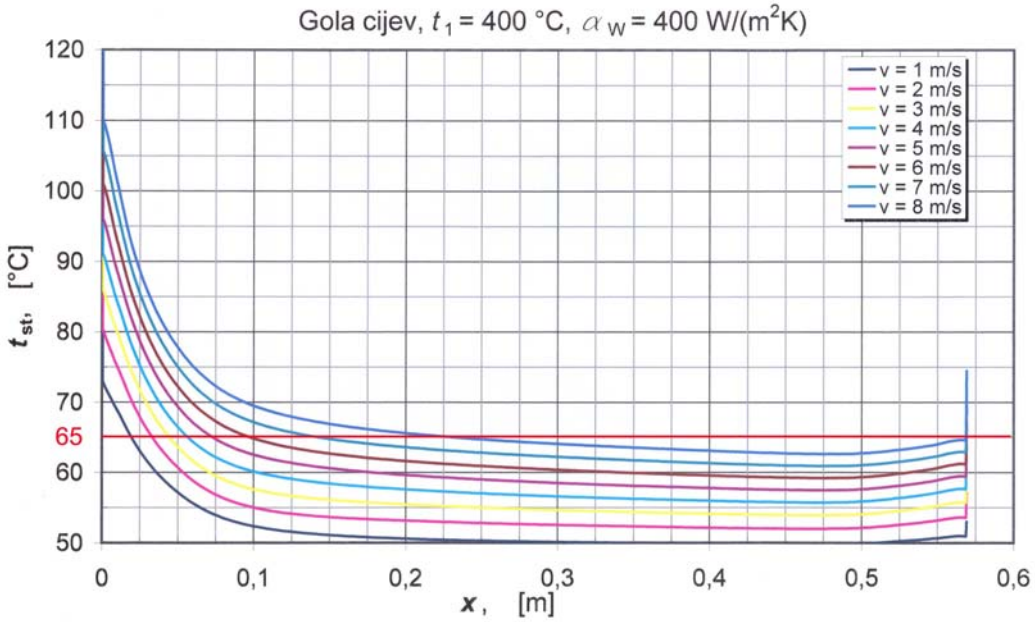
Koeficijent toplinske vodljivosti čelika: $\lambda_č = 58$ W/(mK)

Emisijski faktor unutarnje i vanjske cijevi: $\varepsilon_č = 0{,}8$

4.3.2 Utjecaj brzine strujanja dimnih plinova

Poznato je da se uz stijenku cijevi prilikom strujanja neke tekućine javlja granični sloj, kroz koji se prijenos topline odvija provođenjem. Taj granični sloj predstavlja svojevrsni otpor prijelazu topline. Što je granični sloj tanji, to je otpor prijelazu topline manji. Granični je sloj tanji, što je veća brzina strujanja. S povećanjem brzine strujanja dolazi dakle do povećanja prijelaza topline, odnosno do povećanja koeficijenta prijelaza topline α. S porastom brzine strujanja odnosno koeficijenta prijelaza topline dolazi i do porasta temperature stijenke ukoliko je medij topliji od stijenke.

Na slici 4.8 dana je raspodjela temperatura stijenke na strani dimnih plinova uzduž cijevi u ovisnosti o brzini strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev (v_1 = 1–8 m/s) za slučaj gole cijevi i za promatrane parametre $t_1 = 400$ °C i $\alpha_W = 400$ W/(m^{2}K). Iz slike se vidi da se u slučaju gole dimovodne cijevi za promatrane parametre kondenzacija ne može izbjeći. S obzirom na to da se niže odnosno kritičnije temperature stijenki dimnih plinova javljaju na stražnjem dijelu cijevi, slika 4.8 omogućuje približno određivanje potrebne duljine vanjske cijevi L. Tako se npr. vidi da za $t_1 = 400$ °C i $v_1 = 8$ m/s opasnost od kondenzacije počinje za $x > 0{,}2$ m. Da bi se spriječila kondenzacija dimnih plinova u području brzina na ulazu u cijevi v_1 = 7–8 m/s golu cijev je potrebno prevući vanjskom cijevi duljine $L \cong 400$ mm, dok je za područje brzina v_1 = 4–6 m/s potrebna duljina vanjske cijevi $L \cong 500$ mm. Ispada da je za promatrane parametre i brzine $v_1 \leq 3$ m/s potrebno golu cijev po cijeloj duljini prevući vanjskom cijevi.



Slika 4.8 Utjecaj brzine strujanja dimnih plinova na temperaturu stijenke

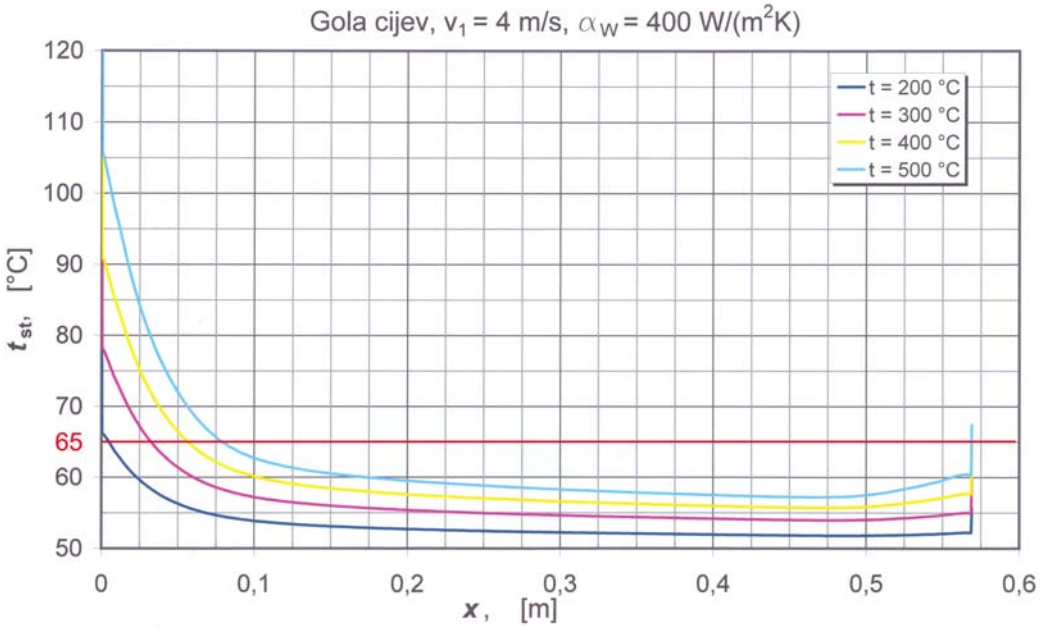
Može se dakle općenito izvesti slijedeći zaključak: s porastom brzine strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev, dolazi i do porasta temperature stijenke cijevi na strani dimnih plinova.

Rezultati numeričkih simulacija, dani pregledno u Prilogu 1 – tablica 1, za slučaj gole dimovodne cijevi bez turbulatora provedenih u području brzina v_1 = 1–8 m/s i temperatura t_1 = 200, 300, 400 i 500 °C na ulazu u dimovodnu cijev, te za koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W = 400 W/(m^{2}K), daju slijedeći zaključak:

- kondenzacija dimnih plinova može se izbjeći ukoliko je $v_1 \geq 8$ m/s i $t_1 \geq 500$ °C,
- u svim ostalim slučajevima minimalna temperatura stijenke manja je od granične temperature stijenke 65 °C, odnosno dolazi do pojave kondenzacije.

4.3.3 Utjecaj ulazne temperature dimnih plinova

Na slici 4.9 dana je raspodjela temperatura stijenke na strani dimnih plinova uzduž cijevi u ovisnosti o temperaturi dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev za slučaj gole cijevi i za promatrane parametre v_1 = 4 m/s i α_W = 400 W/(m^{2}K). Vidljivo je, da s povećanjem ulazne temperature dimnih plinova dolazi i do povećanja temperature stijenke na strani dimnih plinova. Za temperature dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev t_1 = 400–500 °C i promatrane parametre (v_1 = 4 m/s, α_W = 400 W/(m^{2}K)) potrebno je golu dimovodnu cijev prevući vanjskom cijevi duljine $L \cong 500$ mm, dok je za niže temperature dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev potrebno golu cijevi po cijeloj duljini prevući vanjskom cijevi.



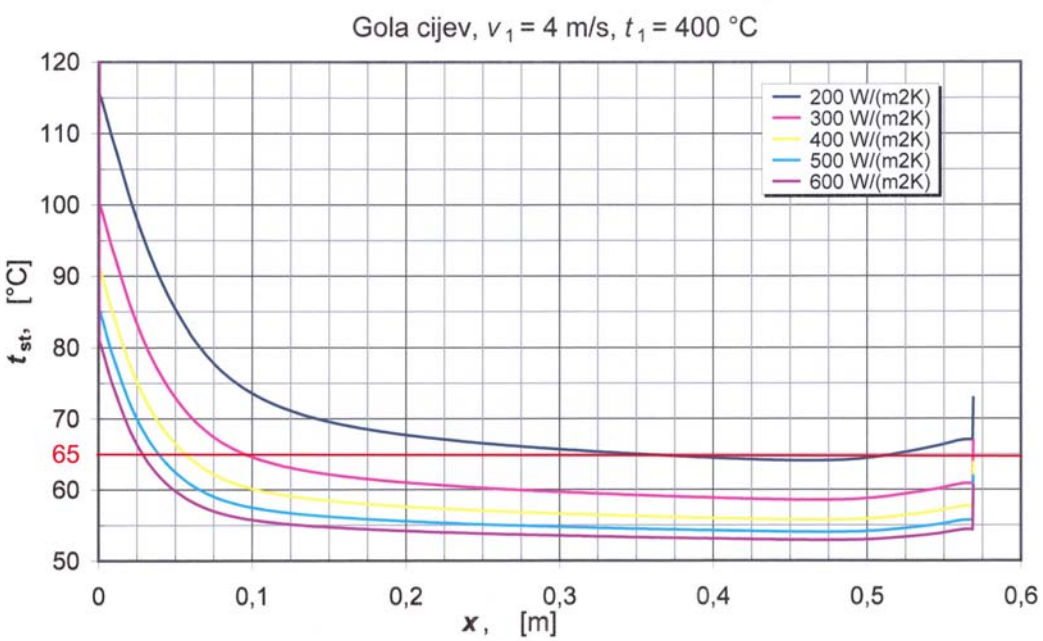
Slika 4.9 Utjecaj ulazne temperature dimnih plinova na temperaturu stijenke

Izvodi se slijedeći općeniti zaključak: s porastom temperature dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev, dolazi i do porasta temperature stijenke cijevi na strani dimnih plinova.

Na osnovi numeričkih simulacija za slučaj gole cijevi bez turbulatora provedenih u području brzina v_1 = 1–8 m/s i temperatura t_1 = 200, 300, 400 i 500 °C na ulazu u dimovodnu cijev, te za koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W = 400 W/(m^{2}K) izvodi se zaključak kao i u poglavlju 4.3.2: kondenzacija dimnih plinova može se izbjeći ukoliko je $t_1 \geq 500$ °C i $v_1 \geq 8$ m/s.

4.3.4 Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani vode

Na slici 4.10 prikazana je raspodjela temperature stijenke na strani dimnih plinova uzduž gole cijevi za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani vode α_W = 200, 300, 400, 500 i 600 W/(m^{2}K), te za brzinu v_1 = 4 m/s i temperaturu t_1 = 400 °C na ulazu u dimovodnu cijev. Vidljivo je, da s povećanjem koeficijenta prijelaza topline na strani vode α_W dolazi do smanjenja temperature stijenke na strani dimnih plinova u slučaju gole cijevi. Iz slike se vidi da se u slučaju gole dimovodne cijevi za promatrane parametre (v_1 = 4 m/s i t_1 = 400 °C) kondenzacija dimnih plinova može izbjeći ukoliko je $\alpha_W \leq$ 200 W/(m^{2}K). U svim ostalim promatranim slučajevima potrebno je golu cijev prevući vanjskom cijevi. Tako je npr. za slučaj α_W = 300–400 W/(m^{2}K) golu cijev potrebno prevući vanjskom cijevi duljine $L \cong$ 500 mm, dok je za $\alpha_W >$ 400 W/(m^{2}K) potrebno golu cijevi po cijeloj duljini prevući vanjskom cijevi.



Slika 4.10 Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani vode na temperaturu stijenke za golu dimovodnu cijev bez turbulatora

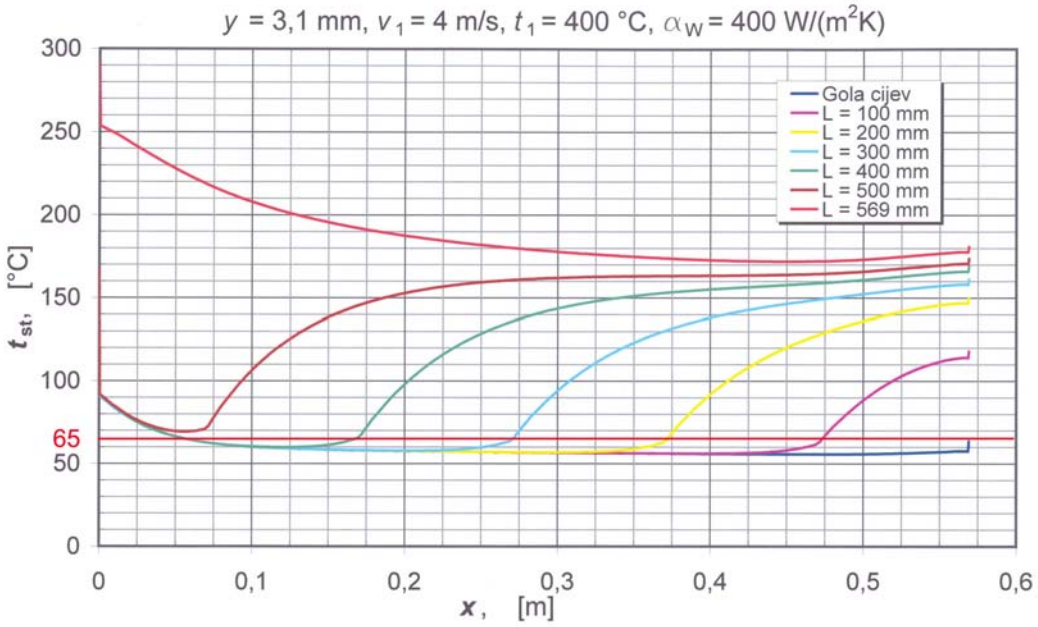
Za svaki od promatranih parametara postoji neka granična vrijednost ispod (ili iznad) koje nastupa kondenzacija. S obzirom na to da su numeričke simulacije za slučaj gole dimovodne cijevi bez turbulatora za različite koeficijente prijelaza topline α_W = 200, 300, 400, 500 i 600 W/(m^{2}K) provedene kod brzine strujanja v_1 = 4 m/s i temperature t_1 = 400 °C na ulazu u dimovodnu cijev, može se izvesti slijedeći zaključak:

- za slučaj v_1 = 4 m/s i t_1 = 400 °C kondenzacija dimnih plinova može se izbjeći ukoliko je $\alpha_W \leq$ 200 W/(m^{2}K).

4.3.5 Utjecaj duljine vanjske cijevi

Gola dimovodna cijev prevlači se vanjskom cijevi određene duljine L da bi se temperatura stijenki na strani dimnih plinova održavala iznad dogovorom utvrđene granične temperature stijenke od 65 °C.

Na slici 4.11 prikazana je raspodjela temperature stijenke na strani dimnih plinova za slučaj gole cijevi, te za duljine vanjske cijevi L = 100, 200, 300, 400 i 500 mm i konačno za potpuno prevučenu unutarnju cijev (L = 569 mm).



Slika 4.11 Utjecaj duljine vanjske cijevi na temperaturu stijenke

Iz slike se vidi da se u slučaju potpuno prevučene unutarnje cijevi (L = 569 mm) nastanak kondenzacije svakako sprječava. Za promatrane parametre (y = 3,1 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) kondenzacija je spriječena još samo u slučaju unutarnje cijevi prevučene vanjskom cijevi duljine L = 500 mm. U preostalim slučajevima dolazi do pojave kondenzacije, jer se temperatura stijenke na strani dimnih plinova nalazi ispod granične temperature stijenke od 65 °C.

Rezultati numeričkih simulacija, u Prilogu 1 – tablica 1, za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora s debljinom zračnog sloja y = 3,1 mm različitih duljina vanjske cijevi provedenih u području brzina v_1 = 1–8 m/s i temperatura t_1 = 200, 300, 400 i 500 °C na ulazu u dimovodnu cijev, te za koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W = 400 W/(m^{2}K), upućuju da se kondenzacija dimnih plinova izbjegava za kombinacije parametara duljine vanjske cijevi L, ulazne brzine v_1 i temperature t_1 dimnih plinova prikazane tablicom 4.1.

Tablica 4.1: Slučajevi izbjegavanja kondenzacije dimnih plinova za dimovodne cijevi bez turbulatora (y = 3,1 mm, α_W = 400 W/(m^{2}K)*)*

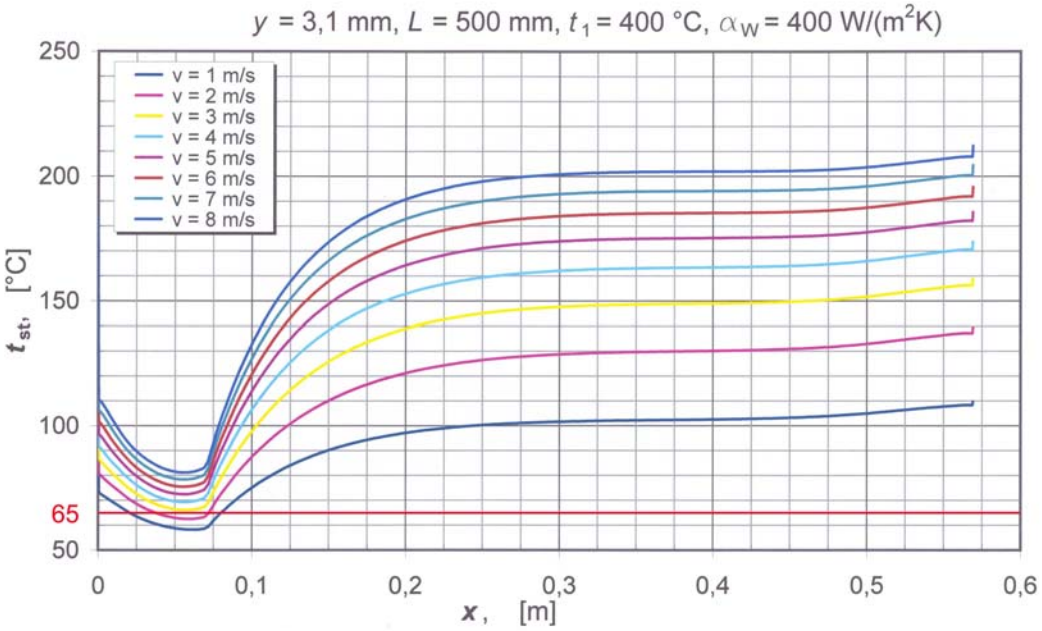
Duljina vanjske cijevi	Ulazna brzina	Ulazna temperatura
L = 100 mm	$v_1 \geq 8{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C
L = 200 mm	$v_1 \geq 7{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C
L = 300 mm	$v_1 \geq 7{,}0$ m/s $v_1 \geq 8{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C $t_1 \geq 400$ °C
L = 400 mm	$v_1 \geq 5{,}0$ m/s $v_1 \geq 7{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C $t_1 \geq 400$ °C
L = 500 mm	$v_1 \geq 2{,}0$ m/s $v_1 \geq 3{,}0$ m/s $v_1 \geq 4{,}5$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C $t_1 \geq 400$ °C $t_1 \geq 300$ °C
L = 569 mm	$v_1 \geq 1{,}0$ m/s	$t_1 \geq 200$ °C

Tako se npr. provedenom analizom utjecaja brzine i temperature na ulazu u dimovodnu cijev za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora prevučene vanjskom cijevi duljine L = 500 mm sa zračnim slojem debljine y = 3,1 mm, dobiva da se kondenzacija sprječava u području brzina $v_1 \geq 3$ m/s i temperatura $t_1 \geq 400$ °C.

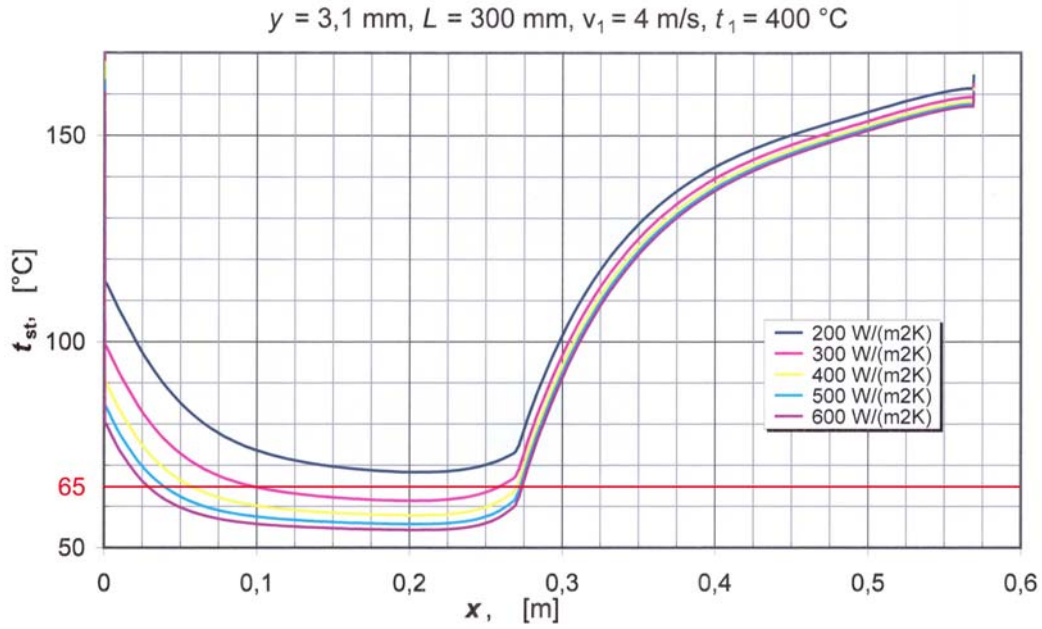
Na slici 4.12 prikazana je raspodjela temperature stijenke za slučaj dimovodne cijevi bez umetnutog turbulatora prevučene vanjskom cijevi duljine L = 500 mm sa zračnim slojem debljine y = 3,1 mm u ovisnosti o brzini strujanja dimnih plinova na ulazu u cijev. Temperatura stijenke će biti veća od granične temperature stijenke od 65 °C ukoliko je brzina strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev $v_1 \geq 3$ m/s, te ukoliko je temperatura dimnih plinova $t_1 \geq 400$ °C.

Kao što je već pokazano, za slučaj gole cijevi bez umetnutog turbulatora i bez vanjske cijevi (L = 0 mm) kondenzacija dimnih plinova u dimovodnoj cijevi može se izbjeći samo u slučaju brzina $v_1 \geq 8$ m/s i temperatura $t_1 \geq 500$ °C na ulazu u dimovodnu cijev.

Raspodjela temperature stijenke na strani dimnih plinova uzduž unutarnje cijevi za slučaj kad je ona prevučena vanjskom cijevi (y = 3,1 mm, L = 300 mm) za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani vode α_W = 200, 300, 400, 500 i 600 W/(m^{2}K) dana je na slici 4.13. Vidljiv je značajan utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani vode α_W. Da bi se izbjegla kondenzacija dimnih plinova za slučaj y = 3,1 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C dovoljno je golu cijev bez umetnutog turbulatora prevući vanjskom cijevi duljine L = 300 mm, ukoliko je $\alpha_W \leq 200$ W/(m^{2}K), jer u tom slučaju minimalna temperatura stijenke na strani dimnih plinova iznosi $t_{st\text{-}min} \geq 68{,}30$ °C.



Slika 4.12 Utjecaj brzine strujanja dimnih plinova na temperaturu stijenke za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora (y = 3,1 mm *i* L = 500 mm)



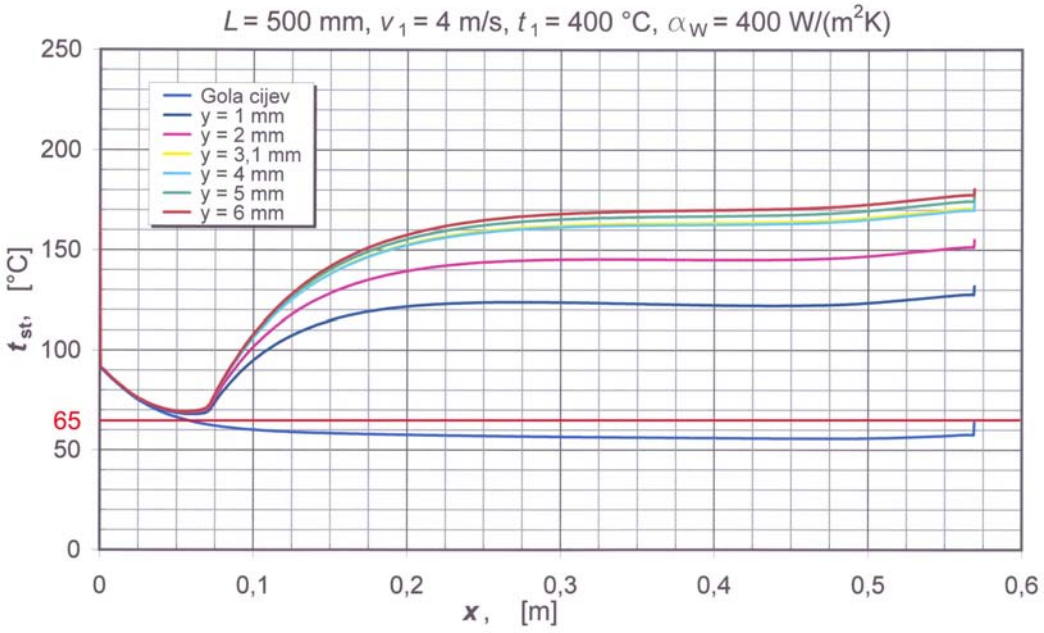
Slika 4.13 Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani vode na temperaturu stijenke za dimovodnu cijev bez turbulatora prevučenu vanjskom cijevi duljine L = 300 mm

4.3.6 Utjecaj debljine zračnog sloja

U radu je analiziran i utjecaj debljine zračnog sloja y na temperaturu stijenke na strani dimnih plinova t_{st}. Debljina zračnog sloja y varirana je u rasponu od 1 do 6 mm. Rezultati numeričkih simulacija rada dimovodne cijevi sa slojem zraka debljine y = 3,1 mm analizirani su u poglavlju 4.3.5. Pokazalo se, da je unutarnju cijev bez umetnutog turbulatora potrebno prevući vanjskom cijevi duljine L = 500 mm da bi se izbjegla kondenzacija dimnih plinova.

Numeričke simulacije rada dimovodnih cijevi bez turbulatora sa slojem zraka između unutarnje i vanjske cijevi y = 1, 2, 4, 5 i 6 mm provedene su za različite duljine vanjske cijevi L = 100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm, za temperaturu dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev t_1 = 400 °C, te za koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W = 400 W/(m^{2}K). Varirana je brzina strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev v_1 = 3,5, 4 i 4,5 m/s. Ukupni rezultati su prikazani u Prilogu 1.

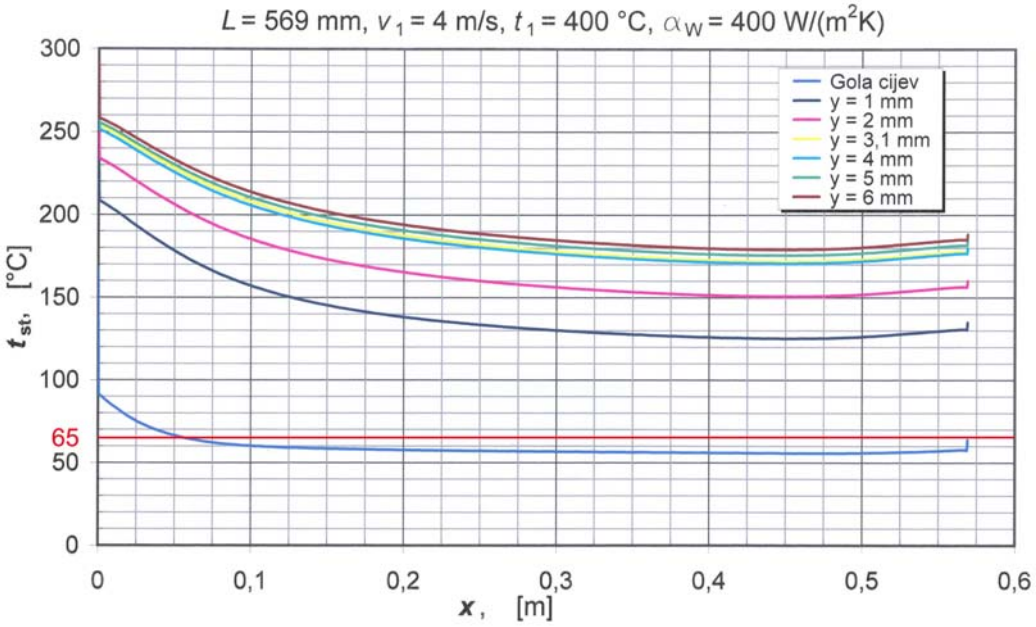
Na slici 4.14 prikazana je raspodjela temperature stijenke na strani dimnih plinova uzduž cijevi za slučaj gole cijevi i za slučajeve vanjskih cijevi duljine L = 500 mm različitih promjera koje daju debljine zračnih slojeva y = 1, 2, 3,1, 4, 5 i 6 mm.



Slika 4.14 Utjecaj debljine zračnog sloja na temperaturu stijenke za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora prevučene vanjskom cijevi duljine L = 500 mm

Vidljivo je da s povećanjem debljine zračnog sloja y između unutarnje i vanjske cijevi dolazi i do očekivanog povećanja temperature stijenke. Međutim, kritično mjesto se javlja na kraju područja cijevi koje nije obloženo vanjskom cijevi, gdje se prema slici 4.14 i javlja minimalna temperatura stijenke unutarnje cijevi, koja je tu neovisna o debljini zračnog sloja y.

Minimalna kritična temperatura stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova, kod koje može nastupiti eventualna kondenzacija dimnih plinova, neovisna je dakle o debljini zračnog sloja y između unutarnje i vanjske cijevi za slučajeve L = 100, 200, 300, 400 i 500 mm. Za slučaj vanjske cijevi po cijeloj duljini L = 569 mm, dolazi do povećanja temperature stijenke po cijeloj duljini dimovodne cijevi (slika 4.15).

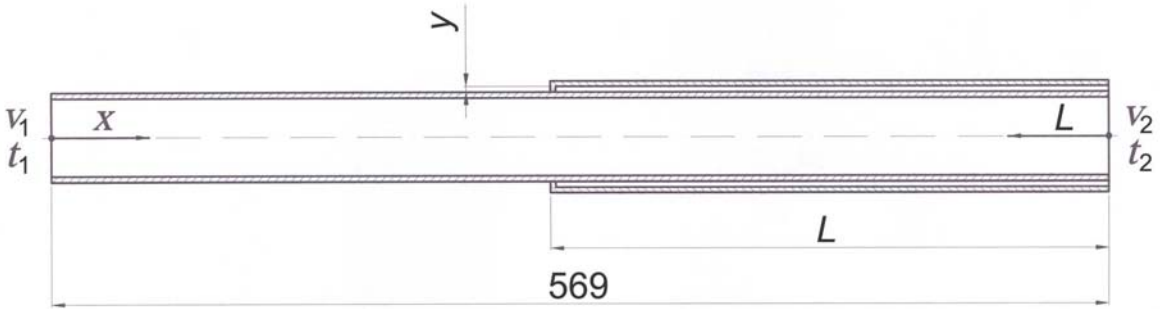


Slika 4.15 Utjecaj debljine zračnog sloja na temperaturu stijenke za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora prevučene vanjskom cijevi po cijeloj duljini L = 569 mm

Promotre li se rezultati numeričkih simulacija, dani u Prilogu 1 – tablica 1, za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora sa slojem zraka debljine y = 1, 2, 4, 5 i 6 mm uz različite duljine vanjske cijevi L = 100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm provedenih u području brzina strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev v_1 = 3,5, 4 i 4,5 m/s za temperaturu dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev t_1 = 400 °C, te za koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W = 400 W/(m^{2}K), može se zaključiti da je pogon siguran u pogledu rošenja ako je duljina vanjske cijevi L = 500 mm.

S obzirom na to da je minimalna kritična temperatura stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova, kod koje može nastupiti eventualna kondenzacija dimnih plinova, neovisna o debljini zračnog sloja y, zaključci koji su izvedeni u 4.3.5 za dimovodnu cijev bez turbulatora s debljinom zračnog sloja y = 3,1 mm, vrijede i za dimovodne cijevi bez turbulatora s debljinama zračnog sloja y = 1, 2, 4, 5 i 6 mm.

U tablici 4.2 dani su pregledno rezultati numeričkih simulacija dimovodnih cijevi prevučenih vanjskom cijevi različitih duljina L = 100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm za slučaj debljine zračnog sloja između unutarnje i vanjske cijevi y = 3,1 mm (slika 4.16). Unutarnja cijev je standardna čelična cijevi nazivnog promjera DN40 (∅48,3x3,2, d_v = 48,3 mm, s = 3,2 mm, d_u = 41,9 mm), a vanjska cijev je DN50 (∅60,3x2,9, d_v = 60,3 mm, s = 2,9 mm, d_u = 54,5 mm). Numeričke simulacije provedene su za temperaturu t_1 = 400 °C i brzinu strujanja dimnih plinova v_1 = 4 m/s na ulazu u dimovodnu cijev. Za koeficijent prijelaza topline na strani vode uzeto je α_W = 400 W/(m^{2}K).



Slika 4.16 Analizirana dimovodna cijev NT–kotla

Tablica 4.2: Rezultati numeričke simulacije dimovodnih cijevi (y = 3,1 mm) *različitih duljina vanjske cijevi bez turbulatora* (y = 3,1 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K))

L, [mm]	**0**	**100**	**200**	**300**	**400**	**500**	**569**
t_2, [°C]	285,22	289,53	296,13	302,13	308,29	314,59	326,54
Δt, [°C]	114,78	110,47	103,87	97,87	91,71	85,41	73,46
Q_{dp}, [W]	408,30	394,21	372,02	350,58	331,02	309,83	264,95
q_{dp}, [W/m^2]	5451,38	5263,23	4966,90	4680,70	4419,60	4136,66	3537,46
$Q_{1c\text{-}voda}$, [W]	408,30	359,95	308,11	251,49	191,35	116,85	0
$q_{1c\text{-}voda}$, [W/m^2]	4729,05	5057,94	5502,70	6161,17	7461,75	11160,93	0
$Q_{2c\text{-}voda}$, [W]	0	34,26	63,91	99,09	139,68	192,98	264,95
$q_{2c\text{-}voda}$, [W/m^2]	0	1715,81	1642,50	1712,81	1818,73	2015,59	2458,04
$x_{st\text{-}min}$, [mm]	470	386	291	203	120	55	451
$t_{st\text{-}min}$, [°C]	**55,71**	**56,15**	**56,82**	**57,84**	**59,94**	**69,32**	**172,04**

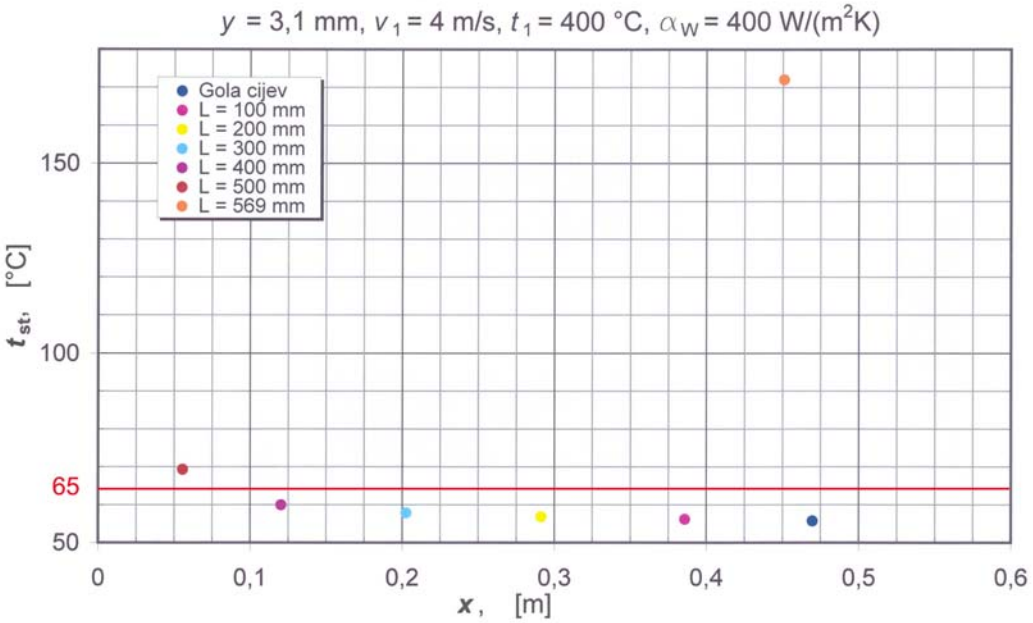
t_2 – temperatura dimnih plinova na izlazu iz dimovodne cijevi, Δt – pad temperature dimnih plinova u dimovodnoj cijevi, Q_{dp} – toplinski tok predan od strane dimnih plinova na stijenku unutranje cijevi, q_{dp} – gustoća toplinskog toka predanog od strane dimnih plinova na stijenku unutranje cijevi, $Q_{1c\text{-}voda}$ – toplinski tok predan na stranu vode na dijelu dimovodne cijevi samo s unutranjom cijevi, $q_{1c\text{-}voda}$ – gustoća toplinskog toka predanog na stranu vode na dijelu dimovodne cijevi samo s unutranjom cijevi,
$Q_{2c\text{-}voda}$ – toplinski tok predan na stranu vode na dijelu dimovodne cijevi prevučene s vanjskom cijevi, $q_{2c\text{-}voda}$ – gustoća toplinskog toka predanog na stranu vode na dijelu dimovodne cijevi prevučene s vanjskom cijevi, $x_{st\text{-}min}$ – pozicija u cijevi na kojoj se javlja minimalna temperatura stijenke unutarnje cijevi, $t_{st\text{-}min}$ – minimalna temperatura stijenke unutarnje cijevi.

Iz tablice 4.2 vidljivo je, da se s povećanjem duljine vanjske cijevi L povećava minimalna temperatura stijenke na strani dimnih plinova, te se na taj način može utjecati na eventualnu pojavu kondenzacije dimnih plinova. Pri tome dolazi do kontroliranog prijelaza topline. Vidljivo je da je gustoća toplinskog toka $q_{2c\text{-}voda}$ na dijelu dimovodne cijevi s vanjskom cijevi za 3 do 5,5 puta manja od one na golom dijelu dimovodne cijevi $q_{1c\text{-}voda}$.

Naravno, kao posljedica kontroliranog prijelaza topline odnosno smanjenja toplinskog toka s dimnih plinova na vodu, dolazi do povećanja temperature dimnih plinova na izlazu iz dimovodne cijevi, odnosno do povećanja osjetne topline dimnih plinova na izlazu iz kotla.

Za promatrani slučaj (y = 3,1 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) gole cijevi bez umetnutog turbulatora kondenzacija dimnih plinova se izbjegava tek pri duljini vanjske cijevi od L = 500 mm, jer je tek tada minimalna temperatura stijenke veća od 65 °C.

Nadalje je očigledno da se s porastom duljine vanjske cijevi L, pozicija cijevi $x_{st\text{-}min}$ na kojoj se javlja minimalna temperatura stijenke pomiče prema početku cijevi (slika 4.17).

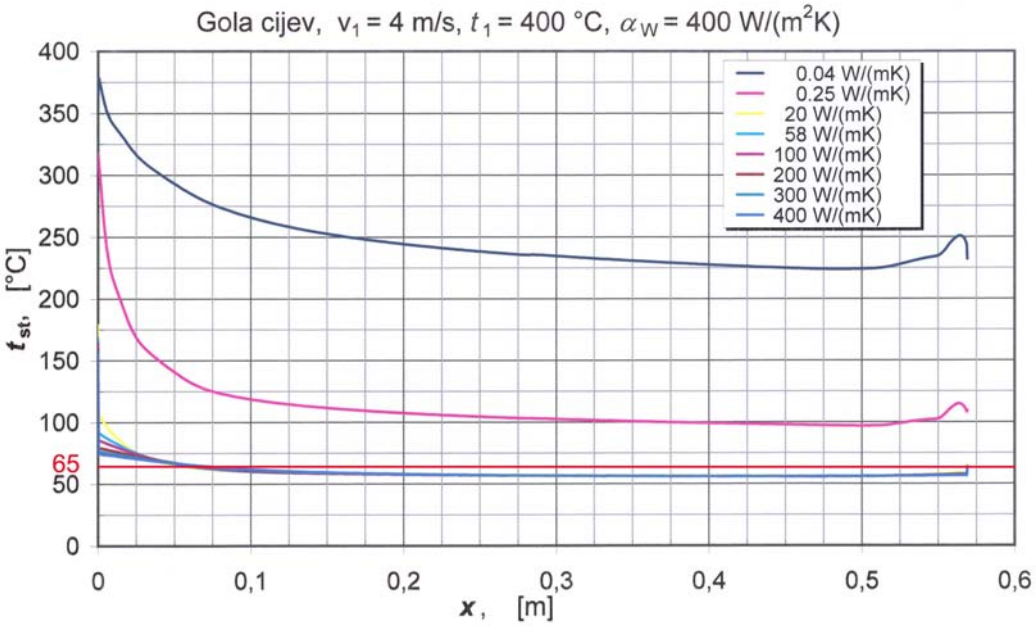


Slika 4.17 Kritične minimalne temperature stijenke u ovisnosti o duljini vanjske cijevi L za slučaj dimovodne cijevi bez turbulatora

4.3.7 Utjecaj koeficijenta toplinske vodljivosti stijenke cijevi

U numeričkim simulacijama za koeficijent toplinske vodljivosti čeličnih dimovodnih cijevi uzeta je vrijednost $\lambda_č$ =58 W/(mK). Naravno, smanjenje koeficijenta toplinske vodljivosti dimovodne cijevi bi, sa stajališta sprječavanja nastanka kondenzacije, djelovalo povoljno, s obzirom na to da bi se temperatura stijenke na strani dimnih plinova povećavala, odnosno povećavala bi se razlika između površinskih temperatura na strani dimnih plinova i na strani kotlovske vode.

Na slici 4.18 prikazana je raspodjela temperature stijenke na strani dimnih plinova uzduž gole cijevi za različite vrijednosti koeficijenta toplinske vodljivosti stijenke cijevi λ = 0,04, 0,25, 20, 58, 100, 200, 300 i 400 W/(mK). Vidljivo je, da sa smanjenjem koeficijenta toplinske vodljivosti stijenke cijevi dolazi do povećanja temperature stijenke na strani dimnih plinova. U području koeficijenata toplinske vodljivosti 20–400 W/(mK) utjecaj koeficijenta toplinske vodljivosti stijenke cijevi na temperaturu stijenke je zanemariv. Materijal koeficijenata toplinske vodljivosti λ = 0,04 i 0,25 W/(mK) koji bi bio upotrebljiv za gradnju cijevi toplovodnih kotlova ne postoji, te su ti rezultati prikazani samo za usporedbu.

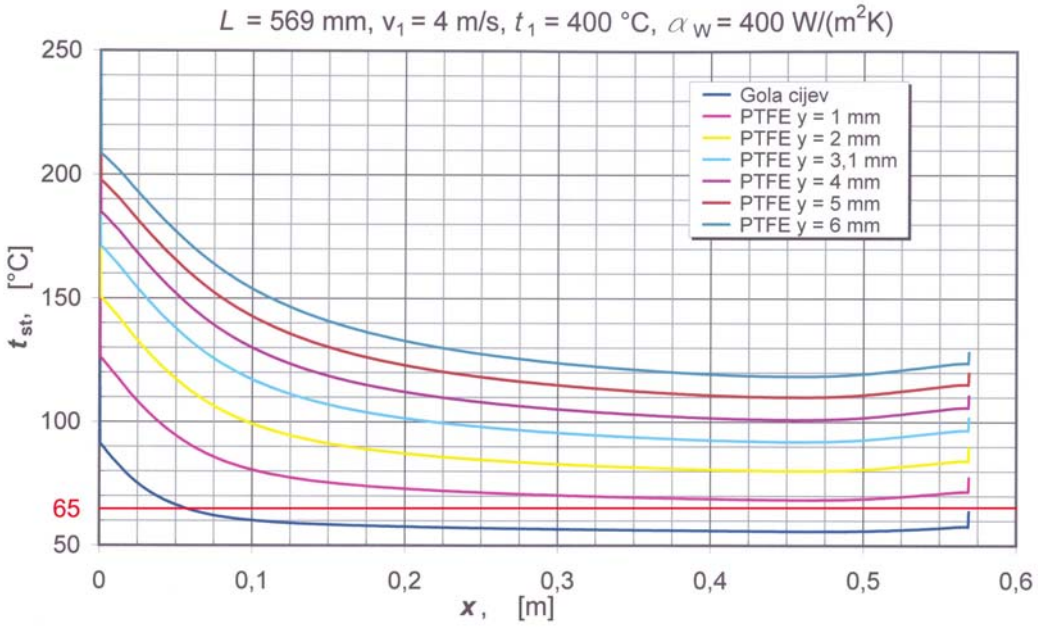


Slika 4.18 Utjecaj koeficijenta toplinske vodljivosti stijenke cijevi na temperaturu stijenke

Jedna od ideja sprječavanja kondenzacije dimnih plinova, je prevlačenje kritičnog dijela gole dimovodne cijevi prikladnim slojem materijala s malim koeficijentom toplinske vodljivosti, koji bi djelovao kao izolacijski sloj i održavao temperaturu stijenke na strani dimnih plinova iznad kritične temperature pri kojoj nastupa kondenzacija vodene pare iz dimnih plinova.

Na taj bi se način izbjegao postupak ugradnje vanjske cijevi, a da bi se ostvario zračni raspor. Takav materijal je polimer PTFE–politetrafluoretilen (trgovački naziv teflon), kojeg je slučajno otkrio 1938. godine kemičar Duponta Roy Plunkett. PTFE je jedan je od kemijski najotpornijih plastičnih materijala, može se koristiti u širokom temperaturnom području (-200 do +260°C), ima najmanji koeficijent trenja (0,05–0,2) od svih poznatih plastičnih materijala, ne apsorbira vodu i nije opasan za ljudsko tijelo. Za razliku od ostalih plastičnih materijala UV zračenje, ozon i kisik ga ne uništavaju i općenito ne stari. Ima izuzetno veliku gustoću 2200 kg/m^3, i izuzetno mali koeficijent toplinske vodljivosti λ = 0,25 W/(mK) (kod temperature 23 °C), što ga čini dobrim toplinskim izolatorom, a specifični toplinski kapacitet mu iznosi 1000 J/(kgK). Bijele je boje, mekan i lako deformabilan. Nedostatak mu je mala vlačna čvrstoća (10–40 N/mm^2) i visoka cijena. Iako se teoretski PTFE tali kod 327 °C, njegova viskoznost taljenja je beskonačno velika, te se ne može nanijeti postupkom taljenja, već se može nanijeti samo u praškastom stanju na osnovni materijal.

Na slici 4.19 prikazana je raspodjela temperature stijenke na strani dimnih plinova uzduž gole dimovodne cijevi presvučene po cijeloj duljini L = 569 mm slojem PTFE različitih debljina y = 1, 2, 3,1, 4, 5 i 6 mm. Naravno, s povećanjem debljine sloja PTFE dolazi do povećanja otpora provođenju topline odnosno do povećanja temperature stijenke gole cijevi na strani dimnih plinova.



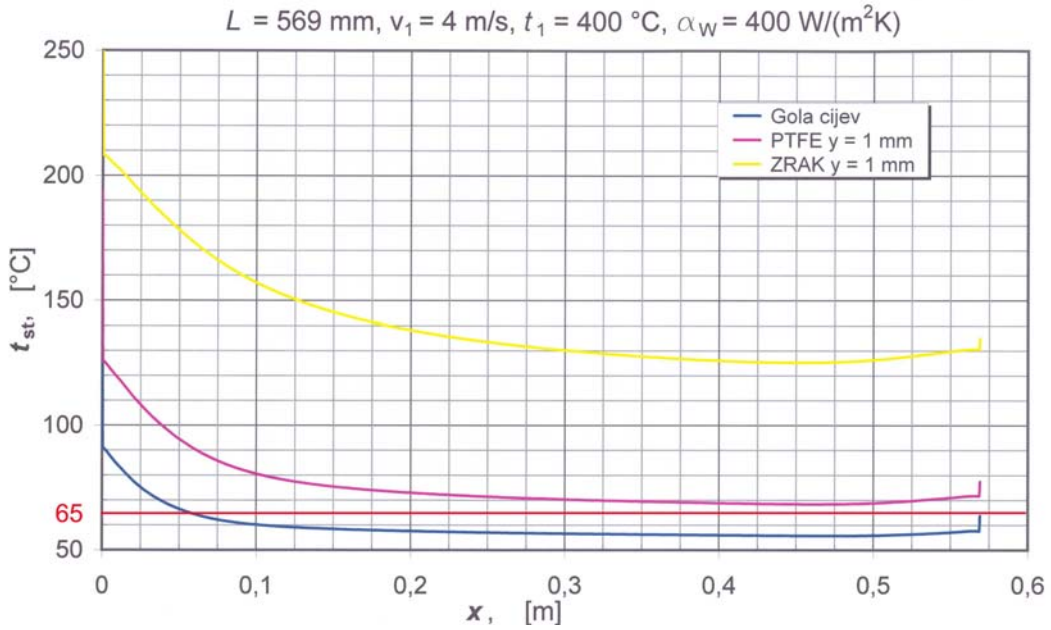
Slika 4.19 Utjecaj debljine sloja PTFE na temperaturu stijenke

U tablici 4.3 navedene su vrijednosti minimalne temperature stijenke cijevi na strani dimnih plinova za slučaj gole dimovodne cijevi i dimovodne cijevi presvučene slojem PTFE različitih debljina y. Da bi se izbjegla kondenzacija dimnih plinova, odnosno da bi se temperatura stijenki na strani dimnih plinova održavala iznad granične temperature stijenke od 65 °C, dovoljno je dimovodnu cijev presvući sa slojem PTFE debljine y = 1 mm.

Tablica 4.3: Minimalne temperature stijenke dimovodnih cijevi za slučaj gole cijevi i cijevi presvučene PTFE različitih debljina y (v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_w = 400 W/(m^{2}K))

	Gola cijev	Gola cijev presvučena slojem PTFE debljine					
		y=1 mm	y=2 mm	y=3,1 mm	y=4 mm	y=5 mm	y=6 mm
$x_{st\text{-}min}$, [mm]	470	460	457	454	454	454	454
$t_{st\text{-}min}$, [°C]	55,71	**68,39**	80,11	91,95	100,86	110,02	118,47

Međutim, zbog visoke cijene PTFE, njegova primjena ne dolazi u obzir. Prevlačenje gole dimovodne cijevi s vanjskom cijevi, te stvaranje zračnog raspora y, koji također predstavlja otpor provođenju topline, preostaje kao jedino ekonomično rješenje. Na slici 4.20 dana je usporedba raspodjele temperature stijenke na strani dimnih plinova za slučaj gole cijevi, cijevi presvučene po cijeloj duljini slojem PTFE debljine 1 mm i cijevi sa zračnim slojem debljine 1 mm po cijeloj duljini. Najviša temperatura stijenke na strani dimnih plinova je naravno kod cijevi s debljinom zračnog sloja 1 mm, s obzirom na to da koeficijent toplinske vodljivosti zraka kod 23 °C iznosi 0,025 W/(mK), odnosno 10 puta je manji od koeficijenta toplinske vodljivosti PTFE kod iste temperature.

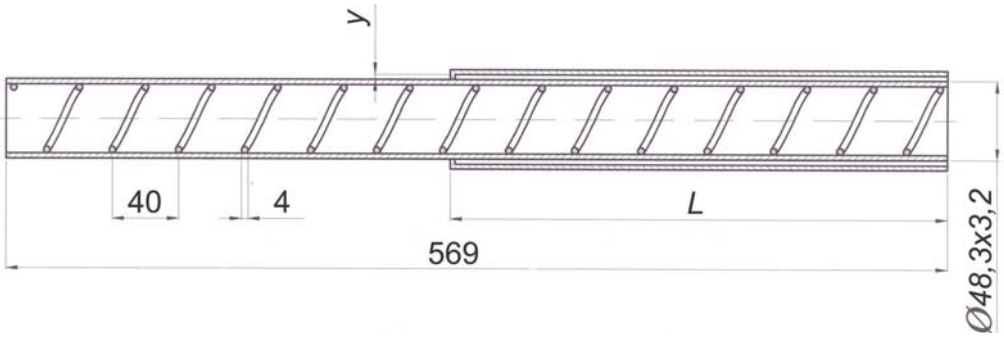


Slika 4.20 Usporedba gole cijevi, cijevi presvučene slojem PTFE i cijevi sa zračnim slojem

4.3.8 Utjecaj turbulatora

Kao što je već naglašeno, orebrenjem cijevi na strani dimnih plinova postiže se povećanje temperature stijenke. Sličan se rezultat postiže ugradnjom turbulatora u dimovodnu cijev. Umetanje turbulatora je, u usporedbi s orebrenjem unutarnje cijevi, jeftinije i praktičnije, jer se turbulatori kod postojećih cijevi naknadno mogu lako ugraditi, a njihovi troškovi proizvodnje su mali. Stoga se za potrebe ovog istraživanja nije primijenilo orebrenje, već su pokusi provedeni uz uporabu turbulatora. Turbulatori su mehanički elementi koji povećavaju turbulenciju pri strujanju, razbijaju nastali granični sloj uz stijenku cijevi, koji predstavlja svojevrsni otpor provođenju topline, te na taj način povećavaju prijelaz topline. Utjecaj turbulatora različitih vrsta istraživalo je puno znanstvenika, koji su, ovisno o geometriji promatranog turbulatora, uočili uz željeno povećanje prijelaza topline i nezaobilazno neželjeno povećanje pada tlaka.

U dimovodne cijevi promatranog NT–toplovodnog kotla umetnuti su turbulatori u obliku zavojnice (engl. *helical coil*). Promjer žice zavojnice iznosi d_D = 4 mm, a korak zavojnice s_D ≅ 40 mm, odnosno omjer koraka i promjera žice iznosi 10. Približno je uzeto da je vanjski promjer umetnute zavojnice jednak unutarnjem promjeru dimovodnih cijevi (d_u = 41,9 mm), odnosno pretpostavljeno je da zavojnica čvrsto naliježe na unutarnju stijenku dimovodne cijevi. Dimovodna cijev promatranog NT–kotla s umetnutim turbulatorom u obliku zavojnice prikazana je na slici 4.21.

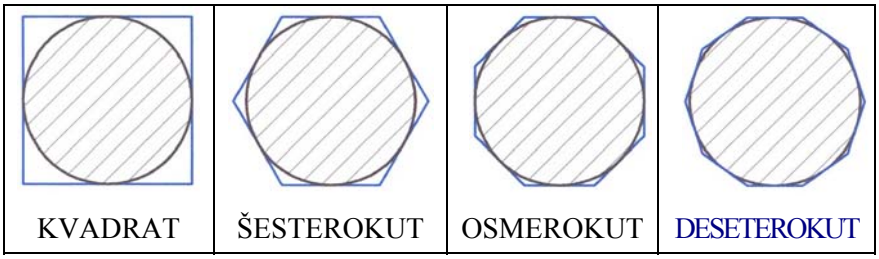


Slika 4.21 Dimovodna cijev NT– kotla s umetnutim turbulatorom u obliku zavojnice

S obzirom na to da je minimalna kritična temperatura stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova neovisna o debljini zračnog sloja *y*, provedene su numeričke simulacije gole cijevi s turbulatorom, te numeričke simulacije dimovodnih cijevi s turbulatorom prevučene vanjskom cijevi duljina *L* = 100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm samo za zračni sloj debljine *y* = 3,1 mm. Varirana je brzina strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev v_1 = 3, 3,5, 4 i 4,5 m/s, za temperaturu dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev t_1 = 400 °C i koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W = 400 W/(m^{2}K).

4.3.8.1 *Numerička konfiguracija dimovodnih cijev s turbulatorom*

Najveći problem definiranja mreže u modelu dimovodne cijevi s turbulatorom u obliku zavojnice kružnog poprečnog presjeka javlja se u području kontakta zavojnice i cijevi, gdje se javljaju klinasti prostori uz stijenku, koji zahtijevaju naročito male kontrolne volumene, odnosno potrebno je izuzetno mnogo kontrolnih volumena na tim mjestima. Iz tog razloga je kružni presjek žice turbulatora aproksimiran mnogokutom te su u svrhu što bolje prilagodbe realnom modelu razmatrani presjeci turbulatora u obliku kvadrata, šesterokuta, osmerokuta i deseterokuta (slika 4.22), s ciljem sveukupnog smanjenja broja kontrolnih volumena. Od daljnjeg povećanja broja stranica pravilnog poligona opisanog oko kruga se je odustalo, jer bi se time povećavao i broj kontrolnih volumena računalne mreže dimovodne cijevi. U tom smislu može se samo spomenuti da deseterokutni presjek turbulatora u promatranom modelu već zahtijeva oko 10^6 kontrolnih volumena za adaptiran y^+.

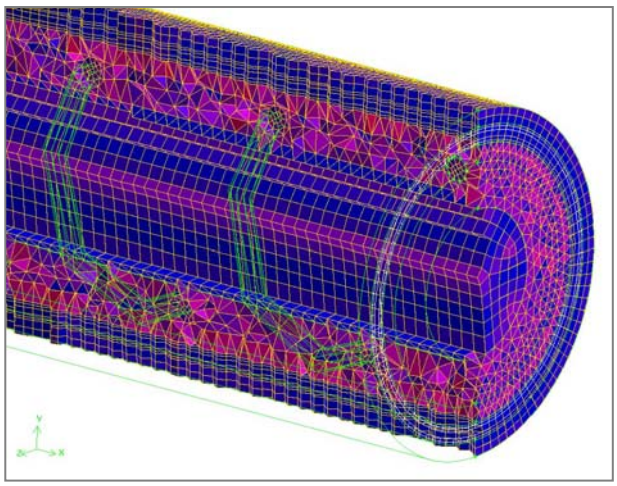


Slika 4.22 Razmatrani poprečni presjeci turbulatora

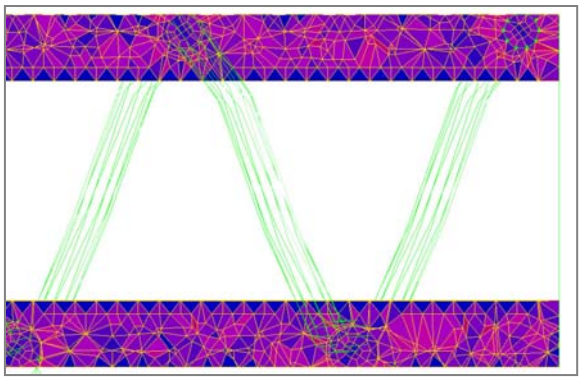
Poprečni presjek turbulatora u obliku deseterokuta, s obzirom na to da je najbliži kružnom poprečnom presjeku, korišten je u numeričkim simulacijama dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorom.

Provedenim numeričkim simulacijama pokazalo se je da oblik poprečnog presjeka turbulatora nema značajnijeg utjecaja na temperaturu stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova.

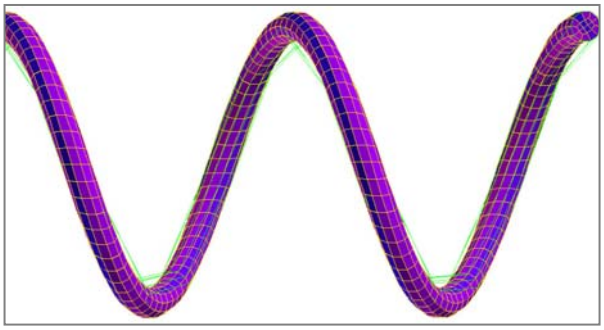
Računalna mreža stražnjeg dijela dimovodne cijevi (y = 3,1 mm, L = 300 mm) s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokuta prikazana je na slici 4.23. Mreža unutarnje cijevi i dio prostora oko samog turbulatora izvedena je primjenom nestrukturirane mreže (slika 4.24) (tet/hybrid mreža sastavljena uglavnom od tetraedra, iako se mogu pojaviti i drugi oblici), dok je mreža turbulatora poprečnog presjeka deseterokut sastavljena od heksaedara (slika 4.25).



Slika 4.23 Računalna mreža dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokuta



Slika 4.24 Računalna mreža turbulatora i prostora neposredno uz turbulator



Slika 4.25 Računalna mreža turbulatora poprečnog presjeka deseterokuta

U slučaju numeričkih simulacija dimovodnih cijevi s turbulatorima vrijednost y^+ je dijelom prelazila maksimalnu dopuštenu vrijednost 5, a s obzirom na to da se za modeliranje turbulentnog graničnog sloja koristi metoda proširene stijenke (engl. *enhanced wall treatment*), u svim je slučajevima dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorima provedena adaptacija veličine y^+, odnosno mreža je morala biti pogušćena, da bi se y^+ vrijednost nalazila unutar viskoznog podsloja ($y^+ < 4$ do 5).

4.3.8.2 *Rezultati numeričkih simulacija dimovodnih cijev s turbulatorom*

U tablici 4.4 dana je pregledno usporedba minimalnih temperatura stijenki gole dimovodne cijevi sa turbulatorom i bez njega, te dimovodnih cijevi prevučenih vanjskom cijevi različitih duljina L = 100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm i debljine zračnog sloja y = 3,1 mm sa turbulatorom i bez njega, za brzine strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev v_1 = 3 m/s i v_1 = 4 m/s. Umetanjem turbulatora postiže se povećanje minimalne temperature stijenke od 5,3 do 25,37% ovisno o brzini strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev v_1 i o duljini vanjske cijevi L.

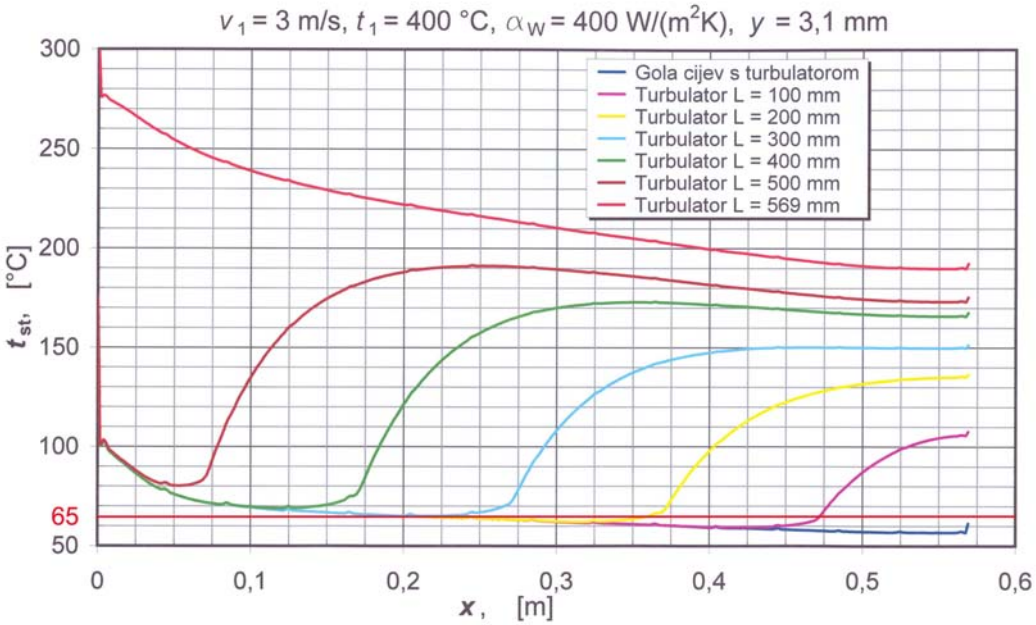
U slučaju dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorom kod brzine v_1 = 3 m/s dovoljno je unutarnju cijev prevući s vanjskom cijevi duljine L = 300 mm. Zahvaljujući umetnutom turbulatoru, za slučaj L = 300 mm i v_1 = 3 m/s temperatura stijenke je porasla za 17,05% u odnosu na dimovodnu cijev bez turbulatora.

Budući da s porastom brzine strujanja dolazi i do porasta temperature stijenke na strani dimnih plinova, u slučaju dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorom kod brzine v_1 = 4 m/s dovoljno je unutarnju cijev prevući s vanjskom cijevi duljine L = 200 mm. Zahvaljujući umetnutom turbulatoru, za slučaj L = 200 mm i v_1 = 4 m/s temperatura stijenke je porasla za 16,89% u odnosu na dimovodnu cijev bez turbulatora.

Tablica 4.4: Usporedba minimalnih temperatura stijenke unutarnje cijevi i dimovodnih cijevi prevučenih vanjskom cijevi duljine L i debljine zračnog sloja y=3,1 mm sa turbulatorom i bez njega (v_1 = 3 i 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_w = 400 W/(m^{2}K))

v_1 = 3 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)								
Turbulator		Gola cijev	Unutarnja cijev prevučena vanjskom cijevi duljine L					
			100	**200**	**300**	**400**	**500**	**569**
NE	$x_{st\text{-}min}$, [mm]	470	386	291	198	120	55	448
	$t_{st\text{-}min}$, [°C]	**53,90**	**54,27**	**54,84**	**55,67**	**57,43**	**66,09**	**157,36**
DA	$x_{st\text{-}min}$, [mm]	567	412	320	216	120	54	555
	$t_{st\text{-}min}$, [°C]	**56,76**	**59,32**	**62,19**	**65,16**	**68,88**	**80,23**	**189,93**
Povećanje temp. stijenke, [%]		**5,31**	**9,31**	**13,40**	**17,05**	**19,94**	**21,40**	**20,70**
v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)								
Turbulator		Gola cijev	Unutarnja cijev prevučena vanjskom cijevi duljine L					
			100	**200**	**300**	**400**	**500**	**569**
NE	$x_{st\text{-}min}$, [mm]	470	386	291	203	120	55	451
	$t_{st\text{-}min}$, [°C]	**55,71**	**56,15**	**56,82**	**57,84**	**59,94**	**69,32**	**172,04**
DA	$x_{st\text{-}min}$, [mm]	567	414	320	222	120	56	546
	$t_{st\text{-}min}$, [°C]	**60,01**	**62,80**	**66,42**	**69,39**	**73,79**	**86,91**	**208,35**
Povećanje temp. stijenke, [%]		**7,72**	**11,84**	**16,89**	**19,96**	**23,11**	**25,37**	**21,11**

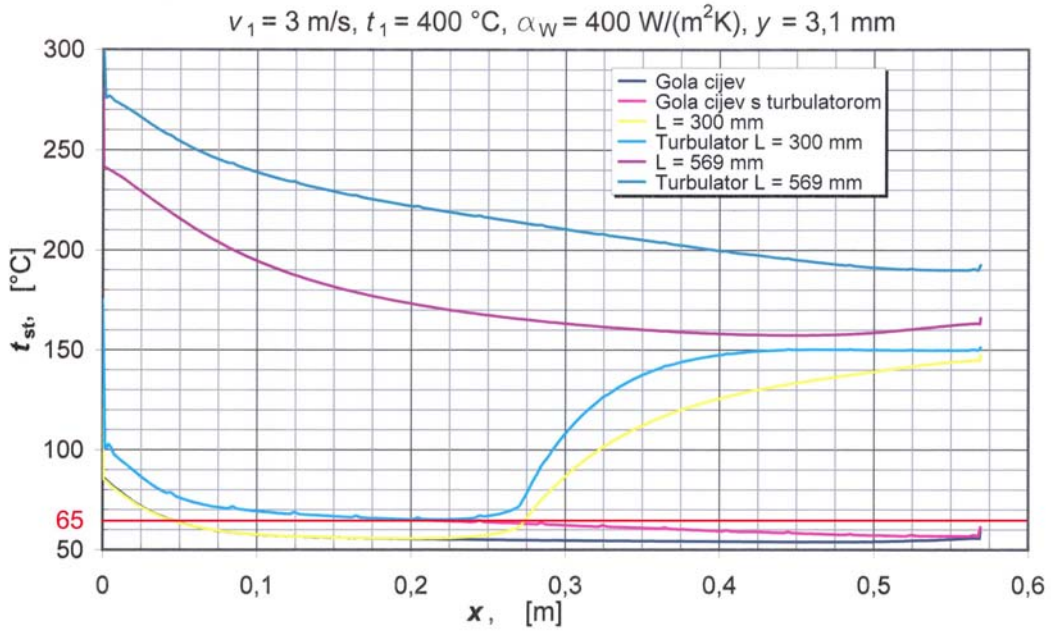
Prikaz raspodjele temperature unutarnje stijenke cijevi za slučaj gole cijevi s turbulatorom i za dimovodne cijevi s turbulatorom prevučene vanjskom cijevi duljina L za debljinu zračnog sloja y = 3,1 mm i nepovoljniju brzinu v_1 = 3 m/s dan je na slici 4.26.



Slika 4.26 Prikaz raspodjele temperature stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova za golu cijev s turbulatorom i za dimovodne cijevi s turbulatorom prevučene vanjskom cijevi različitih duljina L i debljine zračnog sloja y = 3,1 mm (v_1 = 3 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = *400 W/(m^{2}K))*

Usporedba raspodjele temperatura stijenki sa turbulatorom i bez njega, zbog preglednosti samo za golu dimovodnu cijev i za dimovodne cijevi presvučene vanjskom cijevi duljina L = 300 i 569 mm za brzinu v_1 = 3 m/s, dana je na slici 4.27.

Rezultati svih numeričkih simulacija dimovodnih cijevi s umetnutim turbulatorom prikazani su u Prilogu 1 – tablica 2. Na osnovu dobivenih rezultata za golu dimovodnu cijev s turbulatorom i dimovodne cijevi s turbulatorom i zračnim slojem debljine y = 3,1 mm različitih duljina vanjske cijevi L = 100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm u području brzina v_1 = 3, 3,5, 4 i 4,5 m/s, za temperatura dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev t_1 = 400 °C i za koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W = 400 W/(m^{2}K), mogu se izvući slijedeći zaključci prikazani pregledno u tablici 4.5.

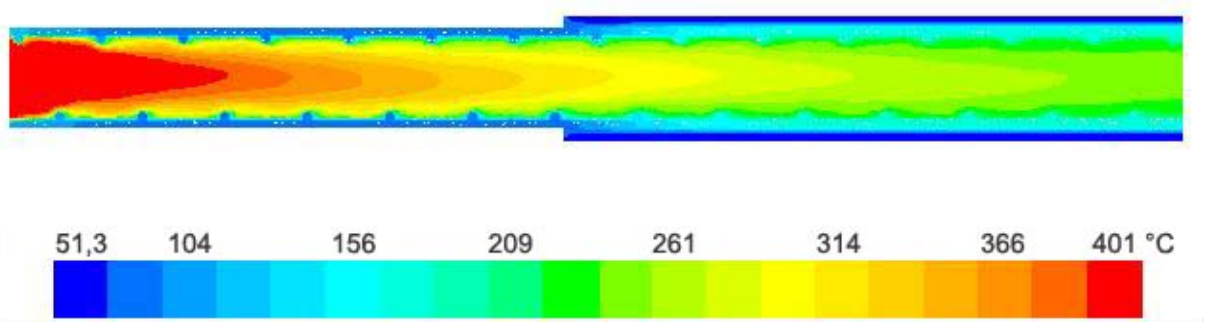


Slika 4.27 Usporedba raspodjele temperatura stijenki na strani dimnih plinova za golu cijev i za dimovodne cijevi prevučene vanjskom cijevi duljina L = 300 *i* 569 mm *i zračnog raspora y* = 3,1 mm *sa i bez turbulatora* (v_1 = 3 m/s, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m²K))

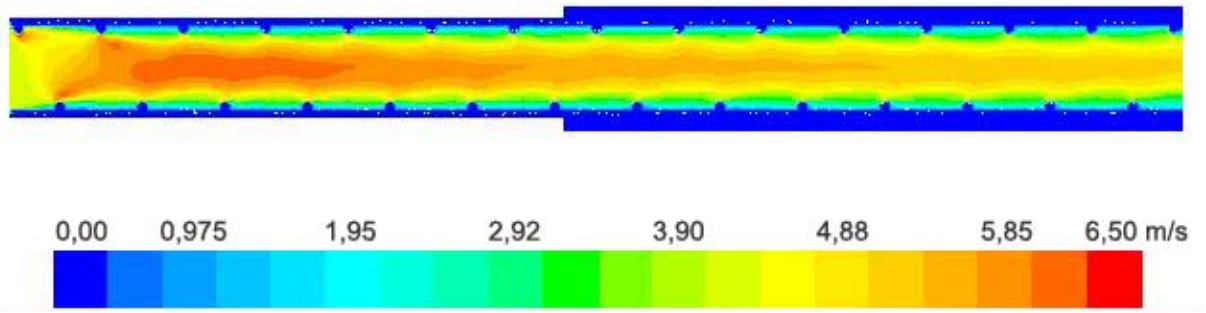
Tablica 4.5: Slučajevi izbjegavanja kondenzacije dimnih plinova za dimovodne cijevi sa turbulatorom (y = 3,1 mm, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m²K))

Duljina vanjske cijevi	Ulazna brzina	Ulazna temperatura
L = 0 mm	pojava kondenzacije u promatranom području	
L = 100 mm	pojava kondenzacije u promatranom području	
L = 200 mm	$v_1 \geq 4{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 300 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 400 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 500 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 569 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C

Na slikama 4.28 i 4.29 prikazana je raspodjela temperature i brzine u uzdužnom presjeku dimovodne cijevi (y = 3,1 mm, L = 300 mm) s turbulatorom deseterokutnog poprečnog presjeka. Vidljivo je kako turbulator utječe na profil temperature i brzine u području uz stijenku.

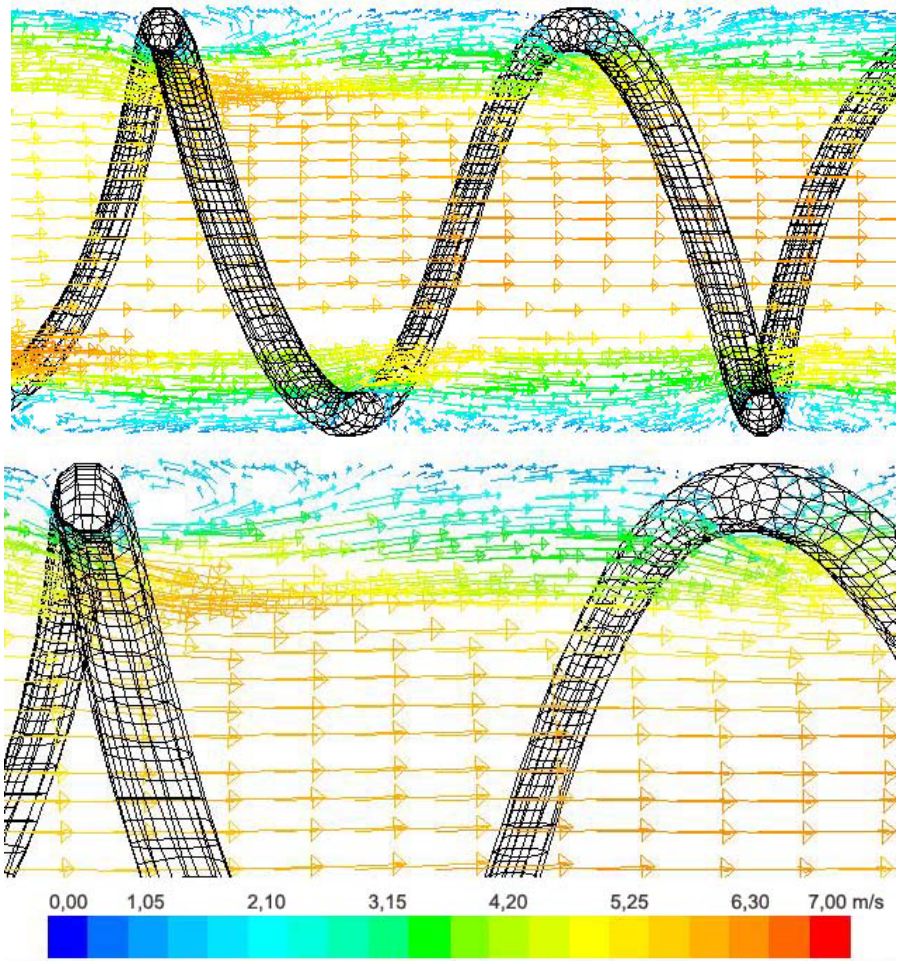


Slika 4.28 Prikaz raspodjele temperature u uzdužnom presjeku dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut (y = 3,1 mm, L = 300 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C)



Slika 4.29 Prikaz raspodjele brzine u uzdužnom presjeku dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut (y = 3,1 mm, L = 300 mm, v_1 = 4 m/s, t_1 = 400 °C)

Na slici 4.30 dan je prikaz vektora brzine na jednom dijelu dimovodne cijevi oko dva vala turbulatora za slučaj turbulentnog strujanja. Neposredno ispred i iza turbulatora stvaraju se recirkulacijske zone. Iza recirkulacijske zone vidi se zona razvoja graničnog sloja.



Slika 4.30 Vektorski prikaz raspodjele brzine dimovodne cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut

5. ISPITNA LINIJA

Ispitna linija za ispitivanje toplovodnih kotlova pripremljena je prema odredbama norma EN 303−1 [42], EN 303−2 [15] i EN 304 [16] u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje – Zagreb.

5.1 POSTUPAK ODREĐIVANJA TOPLINSKOG UČINA

U postupku određivanja toplinskog učina kotla mjeri se korisna količina topline predana nosiocu topline (vodi ili pari), neposredno na kotlu ili posredno preko izmjenjivača topline.

Korisna količina topline predana ogrjevnom mediju prilikom određivanja toplinskog učina neposredno na kotlu dobiva se mjerenjem masenog protoka hladne vode $\dot{m}_W$ i povećanja njezine temperature t_E na temperaturu polaznog voda t_V (slika 5.1).

U postupku određivanja toplinskog učina posredno preko izmjenjivača korisni toplinski učin kotla predaje se preko izmjenjivača topline hladnoj vodi, te se računa iz masenog protoka i porasta temperature hladne vode. Toplinski gubici nastali na spojnim dijelovima između kotla i izmjenjivača i na samom izmjenjivaču određuju se mjerenjem ili proračunima. Toplinski učin kotla dobiva se zbrajanjem toplinskog učina izmjenjivača i spomenutih toplinskih gubitaka.

5.2 PROVEDBA ISPITIVANJA

Prilikom ispitivanja mora se voditi računa o uputama za posluživanje kotla i plamenika. Najniža temperatura zraka u prostoru mora biti $t_{prostora} \geq 15$ °C. Za vrijeme ispitivanje ne smiju se provoditi nikakvi ručni zahvati na izgaranju ili promjene na protoku vode. Temperature, tlakovi i sastav dimnih plinova moraju se mjeriti kontinuirano ili najmanje jednom u minuti, te istodobno zapisivati. Temperature polaza t_V i povrata t_R na početku i na kraju ispitivanja ne smiju se razlikovati za više od 0,5 K/h x vrijeme ispitivanja.

Za vrijeme ispitivanja kod određivanja stupnja djelovanja kotla snaga plamenika mora biti konstantna i ne smije se mijenjati djelovanjem termostata ili sigurnosnog graničnika temperature.

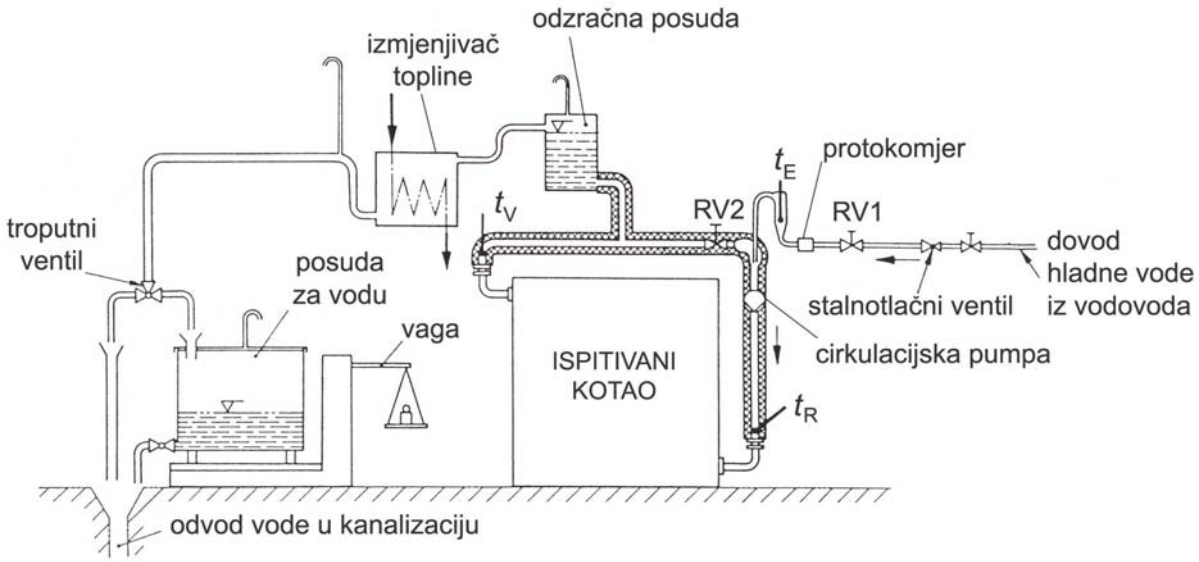
Potlak dimnjaka predstavlja razliku tlaka između statičkog tlaka u prostoriji u kojoj je kotao postavljen i statičkog tlaka dimnih plinova na izlazu iz kotla, potreban za normalan rad kotla. Kod kotlova s pretlakom potrebni tlak se namješta tako da je na izlazu iz kotla $\approx 0 \pm 2$ Pa.

Prije početka ispitivanja učina i stupnja djelovanja, kotao se mora držati oko 1 sat na snazi koja odgovara ispitivanju. Smatra se da je postignuto stacionarno stanje ukoliko se temperature polazne i povratne vode ne mijenjaju za više od ±0,5 K/h.

Kod ispitivanja nazivnog toplinskog učina ispitivanje mora trajati najmanje 1 sat. Pri tome se svakih 30 minuta mora provesti izračun stupnja djelovanja. Ukoliko se utvrdi da se tako izračunate vrijednosti stupnja djelovanja međusobno razlikuju za više od 0,5%, trajanje ispitivanja treba produžiti, sve dok se ne postigne traženi zahtjev.

5.3 ISPITNA LINIJA

Ovisno o načinu mjerenja toplinskog učina kotla u normi EN 304 [16] su prikazane dvije ispitne linije: mjerna linija s kratko spojenim vodom i mjerna linija s izmjenjivačem. Za potrebe ovog rada mjerenja su provedena na ispitnoj liniji s kratko spojenim vodom (slika 5.1).



Slika 5.1 Ispitna linija s kratko spojenim vodom

Polazni i povratni vod kotla kratko su spojeni preko izoliranog spojnog voda, na kojem se nalazi cirkulacijska pumpa i regulacijski ventil RV2. Iza regulacijskog ventila RV2 dovodi se iz vodovodne mreže u povratni vod kotla voda temperature t_E pod konstantnim tlakom (odstupanje ±3%), koja se miješa s vodom koja izlazi iz kotla temperature t_V. Temperatura vode na ulazu u kotao je t_R. Jednaka količina vode temperature t_V istječe iz sustava. Pomoću regulacijskih ventila RV1 i RV2 namješta se protok svježe vode iz vodovoda tako da se uspostavi željena temperatura polaznog voda, ostvari željeni učin i potrebna razlika temperatura polazne i povratne vode ($t_V - t_R$).

Korisno predana toplina dobiva se mjerenjem volumnog/masenog protoka svježe vode i mjerenjem razlike temperatura ($t_V - t_E$).

$$Q = \dot{m}_W \cdot c_{pW} \cdot (t_V - t_E) = \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_{pW} \cdot (t_V - t_E) \quad (5.1)$$

pri čemu su $\dot{m}_W$ i $\dot{V}_W$ maseni odnosno volumni protok svježe vode iz vodovoda ili vode na izlazu iz sustava. Gustoća ρ_W i specifični toplinski kapacitet vode c_{pW} uvrštavaju se za srednju temperaturu vode u kotlu ($t_V + t_E$)/2.

Količina vode koja protječe kroz sustav određuje se vaganjem ili protokomjerom. Čak i u slučaju mjerenja količine vode vaganjem na izlazu iz sustava, preporuča se zbog brže provjere protoka vode ugradnja vodomjera u vod kojim se dovodi hladna voda iz vodovoda. Sa ciljem smanjenja mjerne greške prilikom mjerenja protoka vode kroz sustav, posuda na vagi koja prihvaća vodu na izlazu iz sustava mora biti tako velika, da može prihvatiti količinu vode koja istječe minimalno tijekom 5 do 10 minuta.

Velika razlika temperatura ($t_V - t_E$) i mali toplinski gubici ispitne linije (kratki, toplinski dobro izolirani spojni vod) omogućuju veliku mjernu točnost.

Slika ispitne linije za ispitivanje kotlova u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje prikazana je na slici 5.2.

Slika 5.2 Ispitna linija za ispitivanje kotlova u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje

Mjerenja su provedena na svim izvedbama prototipa NTK25. Mjerenim sustavom praćene su slijedeće veličine:

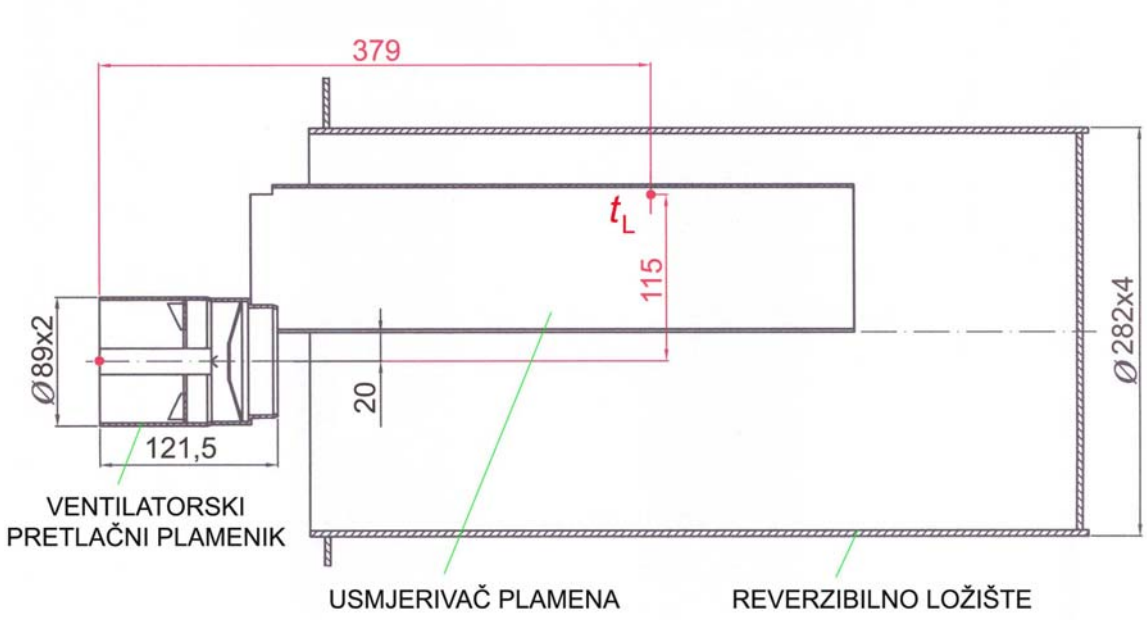
- temperatura zraka u prostoru $t_{prostora}$
- temperatura hladne vode iz vodovoda t_E
- temperatura povratne vode t_R
- temperatura polazne vode t_V
- temperatura dimnih plinova u ložištu t_L
- temperatura dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev t_1
- temperatura dimnih plinova na izlazu iz dimovodne cijevi t_2
- temperatura stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova t_{st}
- temperatura dimnih plinova u dimnoj komori t_{DK}
- temperatura i sastav dimnih plinova
- maseni protok hladne vode iz vodovoda $\dot{m}_W$
- potrošnja goriva $\dot{m}_G$

Temperatura okolnog zraka, sve temperature vode, temperature dimnih plinova na ulazu i izlazu iz dimovodne cijevi, temperature dimnih plinova u dimnoj komori i temperature stijenke unutarnje cijevi mjerene su termoparom bakar-konstantan (tip T). Jedino je temperatura dimnih plinova u ložištu mjerena termoparom nikl-krom-nikl (tip K), kojim se može mjeriti područje temperatura od –200 do 1 100 °C.

Generirani termonapon termoparova pretvaran je u A/D pretvaraču "Agilent" u digitalni signal koji je očitavan na prijenosnom računalu. Time je omogućeno praćenje stacioniranja temperatura tijekom cijelog perioda mjerenja. Svi su termoparovi zajedno sa kompenzacijskim vodovima spojenim na akvizicijski sustav umjereni u Laboratoriju za procesna mjerenja, FSB, Zagreb, tako da su međusobna odstupanja mjerenih vrijednosti temperatura bila manja od 0,1 °C.

Na slici 5.3 prikazano je reverzibilno ložište s usmjerivačem plamena te ulaz u četiri dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorima u obliku zavojnice. Žica termopara tip K, kojim se mjeri temperatura dimnih plinova u ložištu t_L, zaštićena je keramičkim perlama od nastalih vrućih dimnih plinova. Temperatura dimnih plinova u ložištu t_L mjerena je na udaljenosti 1 cm ispod usmjerivača plamena na poziciji x = 379 mm, y = 110 mm, u odnosu na ishodište koje je smješteno na početak vrtložnika (slika 5.4).

Slika 5.3 Pogled na ložište s usmjerivačem plamena i dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorima u obliku zavojnice



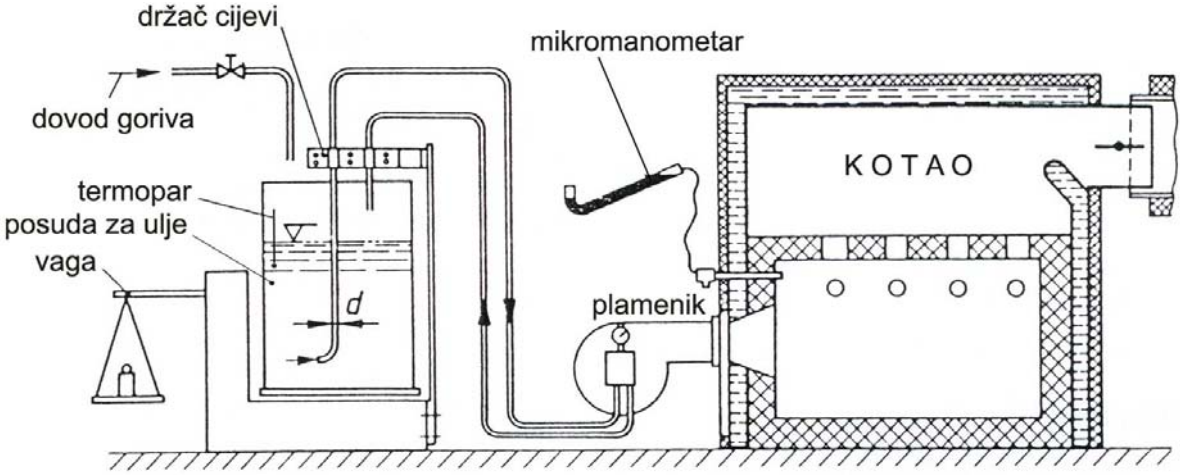
Slika 5.4 Pozicija mjerenja temperature dimnih plinova u ložištu

5.4 OSTALE MJERENE VELIČINE

Osim ispitne linije za određivanje toplinskog učina kotla postoje i druge mjerne linije za mjerenje veličina kao što su maseni protok goriva, sastav i temperatura dimnih plinova, tlak u dimovodnoj cijevi, temperature poda, pad tlaka na strani vode. U nastavku je dan kratki opis mjerne linije za određivanje količine tekućeg goriva i mjerne linije za analizu dimnih plinova.

5.4.1 Mjerna linija za određivanje količine tekućeg goriva

Da bi se odredio korisni stupanj djelovanja kotla direktnom metodom (poglavlje 2.3.3.1) potrebno je uz toplinski učin kotla dobiven mjerenjem odrediti i količinu topline dovedenu gorivom u kotao Q_G (jednadžba (2.3)). Za određivanje unesene količine topline gorivom Q_G, potrebno je uz donju ogrjevnu vrijednost goriva H_d, poznavati i maseni protok goriva $\dot{m}_G$. Mjerna linija za određivanje količine tekućeg goriva prema normi EN 304 [16] prikazana je na slici 5.5.

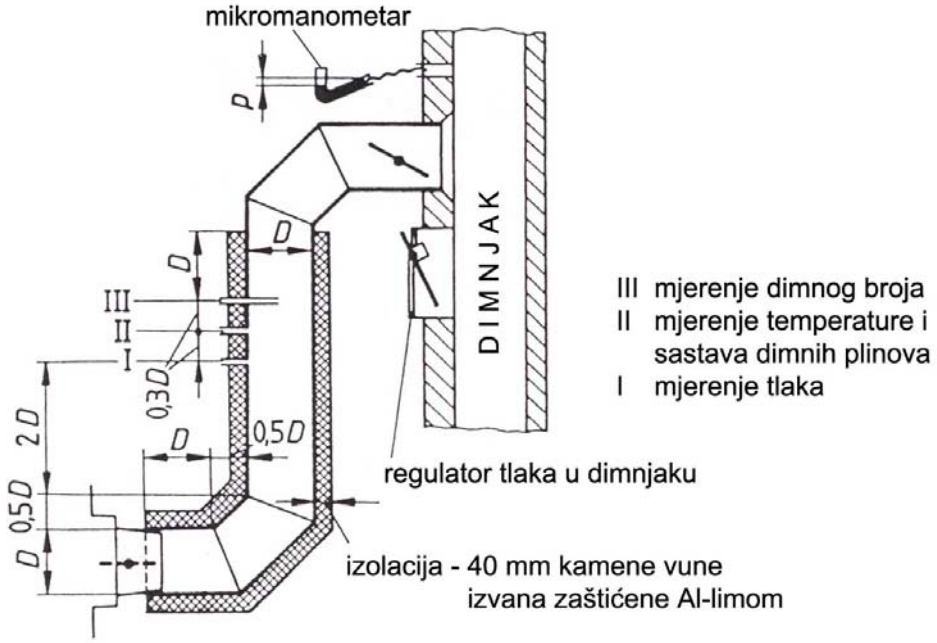


Slika 5.5 Mjerna linija za određivanje količine tekućeg goriva

Na vagu je smještena posuda za ulje, od koje se ulje do plamenika kotla razvodi preko polaznog voda. Višak ulja vraća se iz plamenika natrag u posudu preko povratnog voda, koji ne smije biti uronjen u ulje. Oba voda moraju biti učvršćena za držač.

5.4.2 Mjerna linija za analizu dimnih plinova

Mjerna linija za analizu dimnih plinova je toplinski izolirana dionica dimovoda promjera *D*, ugrađena neposredno iza dimovodnog nastavka za odvod dimnih plinova iz kotla, na kojoj se na točno određenim pozicijama nalaze tri mjerna priključka. Kroz priključak I mjeri se tlak, kroz priključak II temperatura i sastav dimnih plinova, a kroz priključak III dimni broj. Mjerna linija za analizu dimnih plinova se može postaviti iza dimovodnog nastavka kotla u vertikalnoj ili horizontalnoj izvedbi. Na slici 5.6 prikazana je vertikalna izvedba mjerne linije za analizu dimnih plinova, te su dane dimenzije, kojih se treba pridržavati.



Slika 5.6 Vertikalna izvedba mjerne linije za analizu dimnih plinova

Na kraju mjerne linije za analizu dimnih plinova ugrađuje se zaklopka – regulator tlaka u dimnjaku, a služi za namještanje potrebnog tlaka.

Potrebni tlak, mjeren priključkom I, je razlika između statičkog tlaka zraka u prostoriji u kojoj je kotao postavljen i statičkog tlaka u dimnjaku.

Temperatura dimnih plinova mjerena priključkom II služi za određivanje osjetne topline dimnih plinova q_A, dok je za određivanje gubitka topline uslijed nepotpunog izgaranja q_U nužno poznavati udio CO i CO_2 u dimnim plinovima, odnosno sastav dimnih plinova.

6. PRIJEDLOG KONSTRUKCIJE PROTOTIPA NT–KOTLA SNAGE 25 kW

Kao ispitni prototip odnosno predstavnik familije NT–kotlova u području snaga 20–70 kW odabran je NT–kotao nazivnog učina 25 kW, u nastavku NTK25. Odabrano je gorivo EL (**E**xtra **L**ako) loživo ulje.

Prototip kotla izrađen je iz čelika u zavarenoj izvedbi. Ima tri prolaza dimnih plinova, od čega su dva u reverzibilnom ložištu, a treći u dimovodnim cijevima. U dimovodne cijevi NTK25 predviđena je ugradnja turbulatora u obliku zavojnice. Izvedeni prototip kotla prikazan je na slici 6.1.

Dimovodne cijevi kotla su u početnom dijelu izvedene kao gole, dok su u stražnjem dijelu prevučene vanjskom cijevi sa zračnim slojem, čime se izbjegava pojava kondenzacije dimnih plinova u dimovodnim cijevima. Kotao ima priključak povratnog voda pri dnu na stražnjoj strani kotla, a polaznog voda pri vrhu također na stražnjoj strani kotla. Priključak za punjenje i pražnjenje kotla smješten je pri samom dnu na stražnjoj strani kotla. Dimna komora (slika 6.2), kao prostor u koji se skupljaju dimni plinovi nakon izlaza iz dimovodnih cijevi, izvedena je bez direktnog kontakta s tijelom kotla čime se sprječava nastanak kondenzacije dimnih plinova u dimnoj komori. Ložište kotla je cilindričnog oblika s ugrađenim usmjerivačkim limom za plinove izgaranja. Vanjski plašt kotla također je cilindričan. Vrata kotla izvedena su s otvorom za plamenik i otvorom za kontrolu plamena, te su izolirana vatrotpornim šamotom. Brtvljenje vrata s tijelom kotla ostvareno je brtvom od mineralnih vlakana. Razvod povratne vode unutar kotla izveden je s raspodjelom koja osigurava dobro miješanje kotlovske i povratne vode kako ne bi došlo do stvaranja hladnih zona. Dio stijenke predkomore i prednje cijevne stijenke izvedene su također kao dvostruke stijenka da bi se spriječila kondenzacija dimnih plinova.

Kotao je toplinski izoliran mineralnom vunom po svim plohama osim vrata, a sama izolacija je zaštićena vanjskom limenom oblogom, koja je s vanjske strane obojana. Kotao je opremljen maskom plamenika, koja ujedno služi i kao zvučni izolator prema okolini, čime se ostvaruje tihi rad kotla.

Regulacija kotla ostvarena je preko kotlovske regulacije, koja regulira temperaturu u kotlu s obzirom na vanjsku temperaturu. Kotao je opremljen regulacijskim i sigurnosnim termostatom.

U tablici 6.1 dani su glavni radni parametri izvedenog prototipa NTK25.

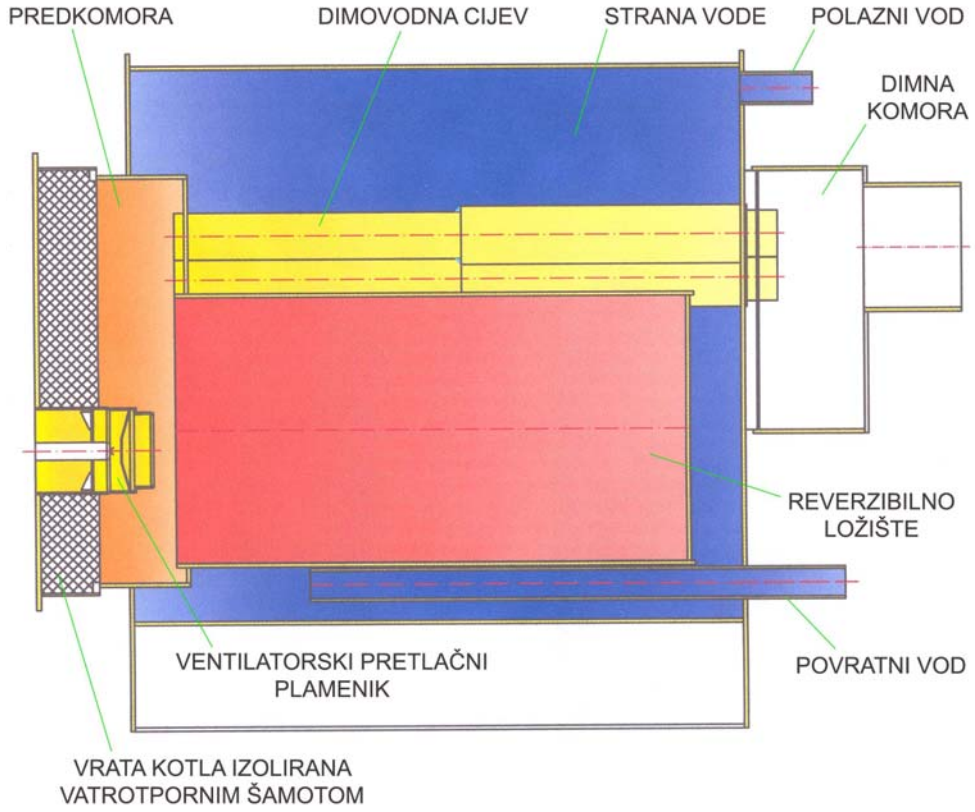
Slika 6.1 Prototip kotla NTK25

Tablica 6.1: Radni parametri ispitnog prototipa NTK25

Radni parametri NTK25	
Nazivni učin	**25 kW**
Maksimalna radna temperatura	**90 °C**
Minimalna radna temperatura	**35 °C**
Maksimalni radni tlak	**3 bara**
Gorivo	**EL loživo ulje/zemni plin**
Plamenik	**ventilatorski pretlačni**

6.1 PRELIMINARNI PRORAČUN

Kao što je već rečeno u poglavlju 3.1, zbog različite osnove pojedinih mehanizama prijelaza topline na strani dimnih plinova, posebno se promatra prijelaz topline u ložištu, a posebno prijelaz topline u dimovodnim cijevima. Dimni plinovi nastali izgaranjem EL loživog ulja u ložištu kod izvedbe kotla s reverzibilnim ložištem izlaskom iz ložišta ulaze u predprostor dimovodnih cijevi u tzv. predkomoru, te iz nje ulaze u dimovodne cijevi (slika 6.2). S obzirom na to da i u predkomori dimni plinovi također predaju toplinu na stranu vode, potrebno je računati i prijelaz topline u predkomori.



Slika 6.2 Presjek kroz NTK25

U tablici 6.2 pregledno su navedeni ulazni podaci potrebni za preliminarni termodinamički proračun NT–toplovodnog kotla nazivnog učina 25 kW.

Tablica 6.2: Ulazni parametri potrebni za termodinamički proračun kotla NTK25

Ulazni parametri potrebni za proračun		**Izvor**
Nazivni učin Q_N, [kW]	**25**	
Gorivo	**EL loživo ulje**	
Donja ogrjevna vrijednost H_d, [kJ/kg]	**42 689**	EN 304 [16]
Gustoća goriva kod 15 °C $\rho_{G15°C}$, [kg/m^3]	**850**	DIN 51757 [43]
Sastav goriva (maseni udio) Ugljika Y_c, [–] Vodika Y_h, [–] Kisika Y_o, [–] Dušika Y_n, [–] Sumpora Y_s, [–]	 **0,862** **0,131** **0,002 5** **0,002 5** **0,002**	 Šivak [17]
Stupanj djelovanja kotla η_K, [–]	**0,896**	EN 303–2 [15], slika 2.4
Faktor pretička zraka λ, [–]	**1,26**	EN 303–2 [15], slika 3.1
Emisijski faktor plinova ε_{pl}, [–]	**0,85**	Kreuh [25]
Emisijski faktor stijenke ložišta ε_{st}, [–]	**0,9**	Kreuh [25]
Stupanj korisnosti ložišta η_L, [–]	**0,95**	Kreuh [25]

6.1.1 Potrebna količina goriva i zraka za izgaranje

Potrebni maseni protok goriva (G) EL loživog ulja kod nazivnog učina kotla od 25 kW:

$$\dot{m}_G = \frac{Q_N}{\eta_K \cdot H_d} = \frac{25}{0,896 \cdot 42\,689} = 0,000\,653\,6 \ \frac{kg_G}{s} = 2,353 \ \frac{kg_G}{h} \tag{6.1}$$

Volumni protok goriva (G) EL loživog ulja kod nazivnog učina kotla od 25 kW:

$$\dot{V}_G = \frac{\dot{m}_G}{\rho_{G15°C}} = \frac{\dot{m}_G}{850} = 0,002\,768 \ \frac{m^3{}_G}{h} = 2,768 \ \frac{l_G}{h} \tag{6.2}$$

Minimalna količina kisika potrebna za izgaranje EL loživog ulja prema [44]:

$$O_{min} = 2,666 \cdot Y_c + 8 \cdot Y_h + Y_s - Y_o = 3,345 \ \frac{kg_{O_2}}{kg_G} \tag{6.3}$$

Minimalna količina zraka (Z) potrebnog za izgaranje prema [44]:

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0,232} = \frac{3,345}{0,232} = 14,421 \frac{kg_Z}{kg_G} \tag{6.4}$$

Stvarna količina zraka potrebnog za izgaranje:

$$L_{stv} = \lambda \cdot L_{min} = 1,26 \cdot 14,421 = 18,17 \ \frac{kg_Z}{kg_G} \tag{6.5}$$

Maseni protok zraka potrebnog za izgaranje:

$$\dot{m}_Z = L_{stv} \cdot \dot{m}_G = 0,01187 \ \frac{kg_Z}{s} = 42,754 \ \frac{kg_Z}{h} \tag{6.6}$$

6.1.2 Nastala količina vlažnih dimnih plinova

Ukupna količina nastalih vlažnih dimnih plinova (VDP) prema [44]:

$$m_{\mathrm{VDP}} = 3,666 \cdot Y_{\mathrm{c}} + 2 \cdot Y_{\mathrm{s}} + (\lambda - 1) \cdot O_{\min} + 0,768 \cdot L_{\mathrm{stv}} + Y_{\mathrm{n}} + 9 \cdot Y_{\mathrm{h}} \tag{6.7}$$

$$m_{\mathrm{VDP}} = 3,160 \frac{kg_{\mathrm{CO_2}}}{kg_{\mathrm{G}}} + 0,004 \frac{kg_{\mathrm{SO_2}}}{kg_{\mathrm{G}}} + 0,87 \frac{\mathrm{kg_{O_2}}}{\mathrm{kg_G}} + 13,957 \frac{\mathrm{kg_{N_2}}}{\mathrm{kg_G}} + 1,179 \frac{\mathrm{kg_{H_2O}}}{\mathrm{kg_G}} \tag{6.8}$$

$$m_{\mathrm{VDP}} = 19,17 \ \frac{\mathrm{kg_{VDP}}}{\mathrm{kg_G}} \tag{6.9}$$

U vlažnim dimnih plinovima ima najviše dušika N_2 (13,957 kg/kg$_G$), dok izgaranjem 1 kg EL loživog ulja nastaje 1,179 kg vodene pare H_2O.

Maseni protok nastalih vlažnih dimnih plinova:

$$\dot{m}_{\mathrm{VDP}} = m_{\mathrm{VDP}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{G}} = 0,012\,53 \ \frac{\mathrm{kg_{VDP}}}{\mathrm{s}} = 45,106\,7 \ \frac{\mathrm{kg_{VDP}}}{\mathrm{h}} \tag{6.10}$$

6.1.3 Proračun ložišta

U proračunu ložišta posebno se promatra strana dimnih plinova, a posebno strana vode.

6.1.3.1 *Prijelaz topline u ložištu – strana dimnih plinova*

Prema jednadžbi (3.20) iterativnim postupkom dobivena je adijabatska temperatura dimnih plinova u ložištu t_{ad} = 1 777,73 °C, čiju vrijednost je potrebno poznavati da bi se odredila stvarna temperatura dimnih plinova u ložištu na osnovi razlike sadržaja topline dimnih plinova i količine topline predane zračenjem (poglavlje 3.1.1.3).

U slučaju kotla nazivne snage 25 kW s reverzibilnim ložištem prema EN 303–2 [15] – slika 3.3, potrebna minimalna duljina ložišta iznosi $a_2 \approx 0,285$ m, s potrebni minimalni promjer ložišta iznosi $b \approx 0,215$ m. Odabrana je duljina $a_2 = 0,512$ m i unutarnji promjer ložišta (∅282x4 mm) $b = 0,274$ m. Ukupna površina ložišta na strani dimnih plinova preko koje se toplina prenosi na stranu vode iznosi $A_{\mathrm{L}} \cong 0,5$ m^2. Pri tome površina cilindričnog plašta ložišta iznosi $A_{\mathrm{L\text{-}c}} \cong 0,44$ m^2, a površina podnice ložišta iznosi $A_{\mathrm{L\text{-}pod}} \cong 0,06$ m^2.

U tablici 6.3 dane su pregledno dimenzije plamena izračunate prema izrazima dvaju autora Warge [2] i Kreuha [25], te pripadajući geometrijski faktori ω koji se neznatno razlikuju.

Tablica 6.3: Dimenzije plamena prema Wargi [2] i Kreuhu [25]

	Warga	Kreuh
Duljina plamena L_{pl}, [mm]	306,79	372,18
Promjer plamena D_{pl}, [mm]	172,91	170,01
Oplošje plamena A_{pl}, [m^2]	0,041 662	0,049 694
Površina ložišta A_L, [m^2]	0,5	
Geometrijski faktor $\omega=A_{pl}/A_L$, [–]	0,083	0,099

S obzirom na to da se geometrijski faktor ω nalazi u nazivniku, konstanta zračenja C_{12} izračunata s geometrijskim faktorima prema Wargi i Kreuhu poprima isti iznos:

$$C_{12} = \frac{C_c}{\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \omega \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{st}} - 1 \right)} = 4,77 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 \left(100\mathrm{K}\right)^4} \tag{6.11}$$

Da bi se odredila količina topline predana zračenjem na stijenke ložišta potrebno je prije toga odrediti stvarnu temperaturu dimnih plinova u ložištu. U proračunima se izračunata stvarna temperatura dimnih plinovima uzima kao temperatura dimnih plinova na kraju ložišta. U ovom radu je stvarna temperatura dimnih plinova u ložištu određena prema Kreuhu [25]: na osnovi Stefan-Boltzmannova zakona i na osnovi razlike sadržaja topline dimnih plinova (poglavlje 3.1.1.3). Dobiva se stvarna temperatura dimnih plinova u ložištu od

$$t_{pl} \approx 661°\mathrm{C} \tag{6.12}$$

pri čemu količina topline prenesena zračenjem na stijenke ložišta iznosi:

$$Q_{L\text{-}zr} = 17,6 \ \mathrm{kW} \tag{6.13}$$

Prividni koeficijent prijelaza topline zračenjem $\alpha_{L\text{-}zr}$ iznosi:

$$\alpha_{L\text{-}zr} = \frac{Q_{L\text{-}zr}}{A_L \cdot \left(t_{pl} - t_{st} \right)} = 64,83 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2\mathrm{K}} \tag{6.14}$$

Prijelaz topline konvekcijom u reverzibilnom ložištu (∅282x4 mm, unutarnji promjer ložišta D_L = 274 mm) odvija se strujanjem dimnih plinova uzduž cilindričnog plašta ložišta i okomitim nastrujavanjem dimnih plinova na podnicu ložišta.

Konvektivni koeficijent prijelaza topline izračunat prema jednadžbi (3.24) i količina topline predana konvekcijom u slučaju paralelnog strujanja dimnih plinova uzduž cilindričnog ložišta iznose:

$$\alpha_{L\text{-}c\text{-}k} = 2,17 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2\mathrm{K}} \tag{6.15}$$

$$Q_{L\text{-}c\text{-}k} = A_{L\text{-}c} \cdot \alpha_{L\text{-}c\text{-}k} \cdot \left(t_{pl} - t_{st} \right) = 0,521 \ \mathrm{kW} \tag{6.16}$$

Konvektivni koeficijent prijelaza topline izračunat na osnovu izraza (3.13) i količina topline predana konvekcijom u slučaju okomitog nastrujavanja dimnih plinova na podnicu ložišta iznose:

$$\alpha_{\text{L-pod-k}} = 9,25 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \tag{6.17}$$

$$Q_{\text{L-pod-k}} = A_{\text{L-pod}} \cdot \alpha_{\text{L-pod-k}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right) = 0,296 \text{ kW} \tag{6.18}$$

Ukupna količina toplina predana konvekcijom s dimnih plinova na stijenke ložišta je prema tome:

$$Q_{\text{L-k}} = Q_{\text{L-c-k}} + Q_{\text{L-pod-k}} = 0,817 \text{ kW} \tag{6.19}$$

Srednji konvektivni koeficijent prijelaza topline u ložištu sveden na ukupnu površinu ložišta:

$$\alpha_{\text{L-k}} = \frac{Q_{\text{L-k}}}{A_{\text{L}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right)} = 3,025 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \tag{6.20}$$

Ukupni koeficijent prijelaza topline u ložištu:

$$\alpha_{\text{L}} = \alpha_{\text{L-zr}} + \alpha_{\text{L-k}} = 67,84 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \tag{6.21}$$

Ukupan prijenos topline u ložištu zračenjem i konvekcijom iznosi:

$$Q_{\text{L}} = A_{\text{L}} \cdot \alpha_{\text{L}} \cdot \left(t_{\text{pl}} - t_{\text{st}}\right) = 18,42 \text{ kW} \tag{6.22}$$

6.1.3.2 *Prijelaz topline u ložištu – strana vode*

Poprečnim nastrujavanjem preko stijenke ložišta voda prima toplinu Q_{L} i pri tom se zagrijava s ulazne temperature (temperatura povrata) t_{R} = 37 °C na temperaturu t_{W} = 51,67 °C. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani vode kod poprečno nastrujanog ložišta proveden je prema Gnielinskom [26] i Žukauskasu [28] (poglavlje 3.2.1). Uz pretpostavljenu vrijednost brzine strujanja vode od 0,05 m/s dobiveni su približno isti koeficijenti prijelaza topline prema Gnielinskom i Žukauskasu

$$\alpha_{\text{L-W-G}} = 502,95 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \tag{6.23}$$

$$\alpha_{\text{L-W-Ž}} = 495,93 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \tag{6.24}$$

6.1.3.3 *Temperature stijenki ložišta*

Prosječna temperatura stijenke ložišta na strani dimnih plinova t_{st} , potrebna za proračun prijenosa topline zračenjem i konvekcijom u ložištu, najprije je pretpostavljena, a zatim provjerena izjednačavanjem toplinskih tokova kako slijedi

$$\alpha_{L} \cdot \left(t_{pl} - t_{L\text{-}st}\right) = \frac{t_{L\text{-}st} - t_{W}}{\frac{D_{L}}{2\lambda} \ln \frac{D_{Lv}}{D_{L}} + \frac{D_{L}}{D_{Lv} \cdot \alpha_{L\text{-}W\text{-}G}}} \tag{6.25}$$

gdje su vanjski promjer ložišta D_{Lv} = 282 mm, unutarnji promjer ložišta D_{L} = 274 mm, koeficijent toplinske vodljivosti stijenke ložišta λ = 58 W/(mK).

Dobivena je slijedeća vrijednost temperature stijenke ložišta na strani dimnih plinova:

$$t_{L\text{-}st} = 117,7\,°\text{C} \tag{6.26}$$

Na sličan način je dobivena prosječna temperatura stijenke ložišta na strani vode:

$$t_{L\text{-}st\text{-}W} = 115,2\,°\text{C} \tag{6.27}$$

6.1.4 Proračun predkomore i dimovodnih cijevi

Izlaskom dimnih plinova iz reverzibilnog ložišta dimni plinovi predaju toplinu vodi paralelnim strujanjem uz vertikalnu prednju cijevnu stijenku kotla, te uz dio plašta predkomore koji graniči s vodom. Iz predkomore dimni plinovi ulaze u dimovodne cijevi. S obzirom na to da nije poznata temperatura dimnih plinova na izlazu iz predkomore odnosno na ulazu u dimovodne cijevi, količina topline predana na stranu vode u predkomori i dimovodnim cijevima obuhvatit će se zajedno. Ukoliko se pretpostavi temperatura dimnih plinova na izlazu iz dimovodnih cijevi $t_2 \approx 200$ °C, na jednostavan se način može izračunati količina toplina predana na stranu vode u predkomori (PK) i dimovodnim cijevima (DC):

$$Q_{PK} + Q_{DC} = \dot{m}_{VDP} \cdot \left[c_{pVDP}\right]_{t_2}^{t_{pl}} \left(t_{pl} - t_2\right) \cong 6,69 \text{ kW} \tag{6.28}$$

6.1.5 Ukupna količina topline predana na stranu vode

Ukupna količina topline predana u ložištu, predkomori i dimovodnim cijevima na stranu vode iznosi:

$$Q_{UK} = Q_{L} + \left(Q_{PK} + Q_{DC}\right) = 18,42 + 6,69 = 25,11 \text{ kW} \tag{6.29}$$

6.2 IZRADA PROTOTIPA – PROVEDENA MJERENJA I REKONSTRUKCIJE

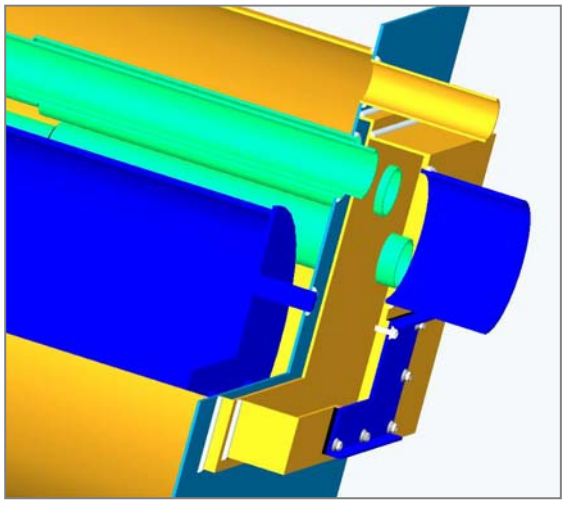
U cilju rješavanja problema kondenzacije dimnih plinova izrađeno je ukupno pet prototipova NT–kotla nazivnog učina 25 kW, na kojima su provedena mjerenja. Na svakom prototipu primijenjena su rješenja za otklanjanje nedostataka uočenih prilikom mjerenja prethodnog prototipa. Osnovni problem bila su mjerenja temperature stijenke cijevi i uočavanje pojave kondenzacije na pojedinim mjestima.

Rekonstrukcije prototipa kotla NTK25 sa ciljem sprječavanja kondenzacije dimnih plinova provedene su na:

a) dimovodnim cijevima
b) dimnoj komori
c) strani vode i to na ulazu povratne vode u kotao
d) prednjoj cijevnoj stijenci i stijenci predkomore

Kao što je već u radu više puta navedeno, da bi se spriječila kondenzacija dimnih plinova gola dimovodna cijev prevlači se vanjskom cijevi određene duljine. Između unutarnje i vanjske cijevi nalazi se sloj zraka, koji povećava otpor provođenju topline, odnosno dolazi do kontroliranog prijelaza topline, tako da i kod niskih pogonskih temperatura kotla površinske temperature na strani dimnih plinova ostaju visoke.

Dimna komora, kao dio kotla u koji ulaze dimni plinovi nakon prolaza kroz dimovodne cijevi, bila je u početku pričvršćena direktno za stražnju stijenku kotla, koja je s jedne strane bila oplakivana kotlovskom vodom, a s druge strane dimnim plinovima prilično niske temperature. Uslijed relativno niskih temperatura dimnih plinova u dimnoj komori s jedne strane stražnje stijenke kotla i kotlovske vode s druge strane na tim plohama je dolazilo do pojave kondenzacije dimnih plinova. Rješenje problema pojave kondenzacije u dimnoj komori riješeno je na sličan način kao i kod dimovodne cijevi pomoću dvostruke stijenke sa slojem zraka između njih. U konačnom rješenju dimna komora izvedena je bez direktnog kontakta s tijelom kotla, čime je spriječena kondenzacija dimnih plinova u dimnoj komori. Detalj konstrukcije dimne komore prikazan je na slici 6.3.



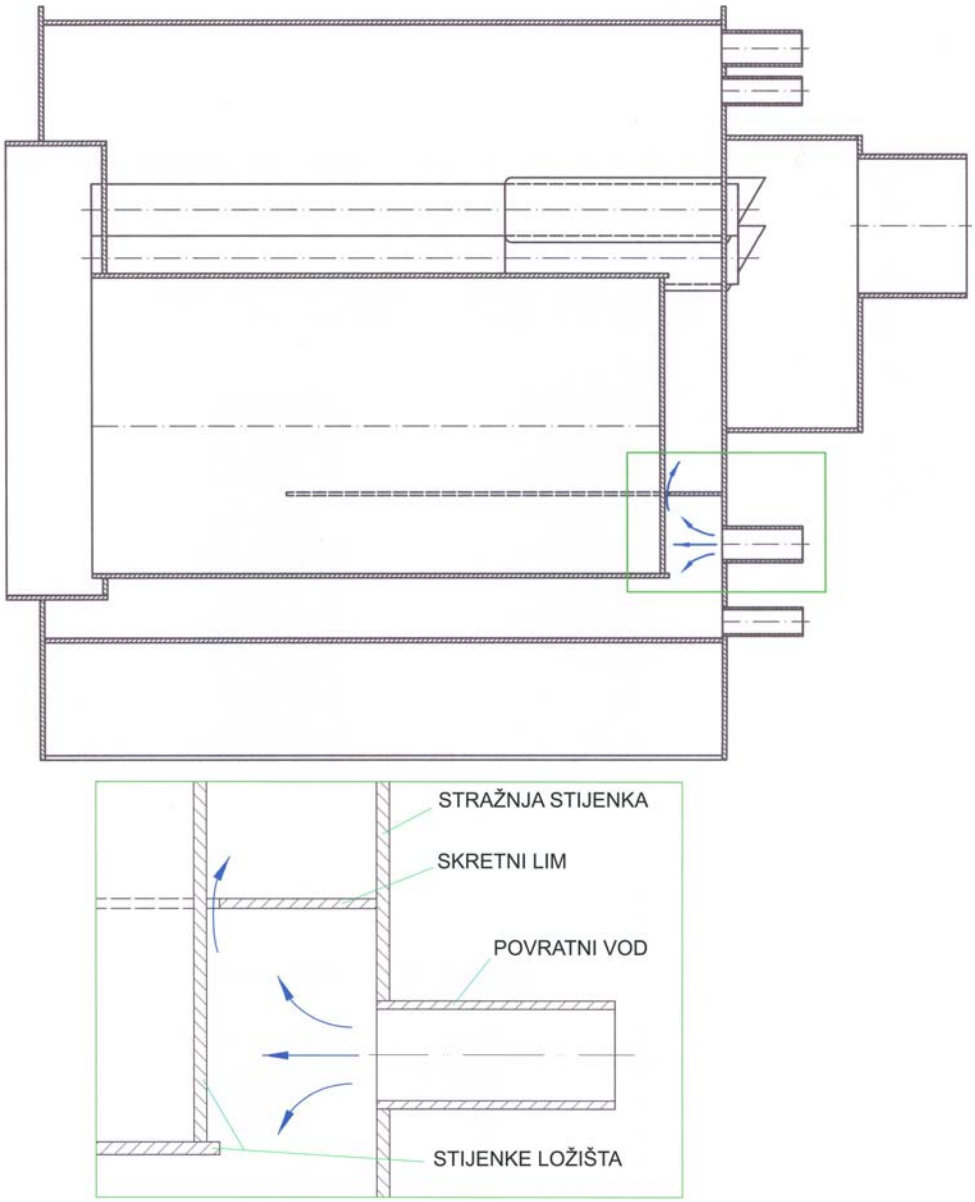
Slika 6.3 Konstrukcijsko rješenje dimne komore

Izvedbom ulaza hladne povratne vode u kotao značajno se utječe na sprječavanje kondenzacije dimnih plinova. U toku razvoja prototipa NTK25 izvedena su tri konstrukcijska rješenja ulaza povratne vode u kotao, a u svrhu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova na prednjoj cijevnoj stijenci i stijenci predkomore. Tu se također pristupilo izvedbi sa dvostrukom stijenkom.

U nastavku poglavlja detaljnije su opisane izvedbe prototipa NTK25, mjerenja i provedene rekonstrukcije.

6.2.1 Prvi prototip NTK25

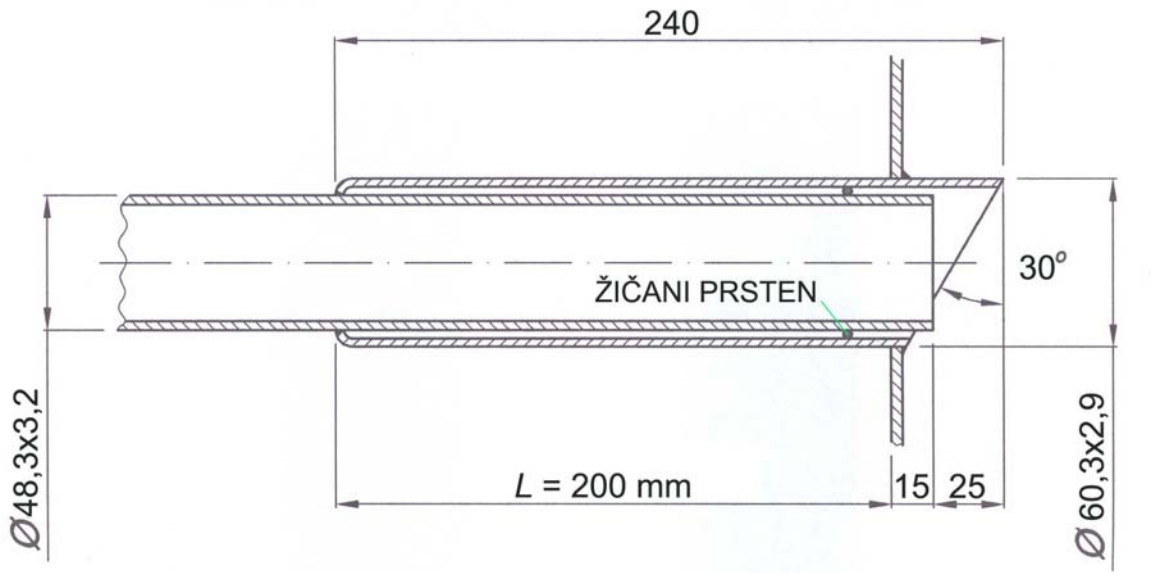
Crtež prvog prototipa NTK25 prikazan je na slici 6.4.



Slika 6.4 Crtež prvog prototipa NTK25

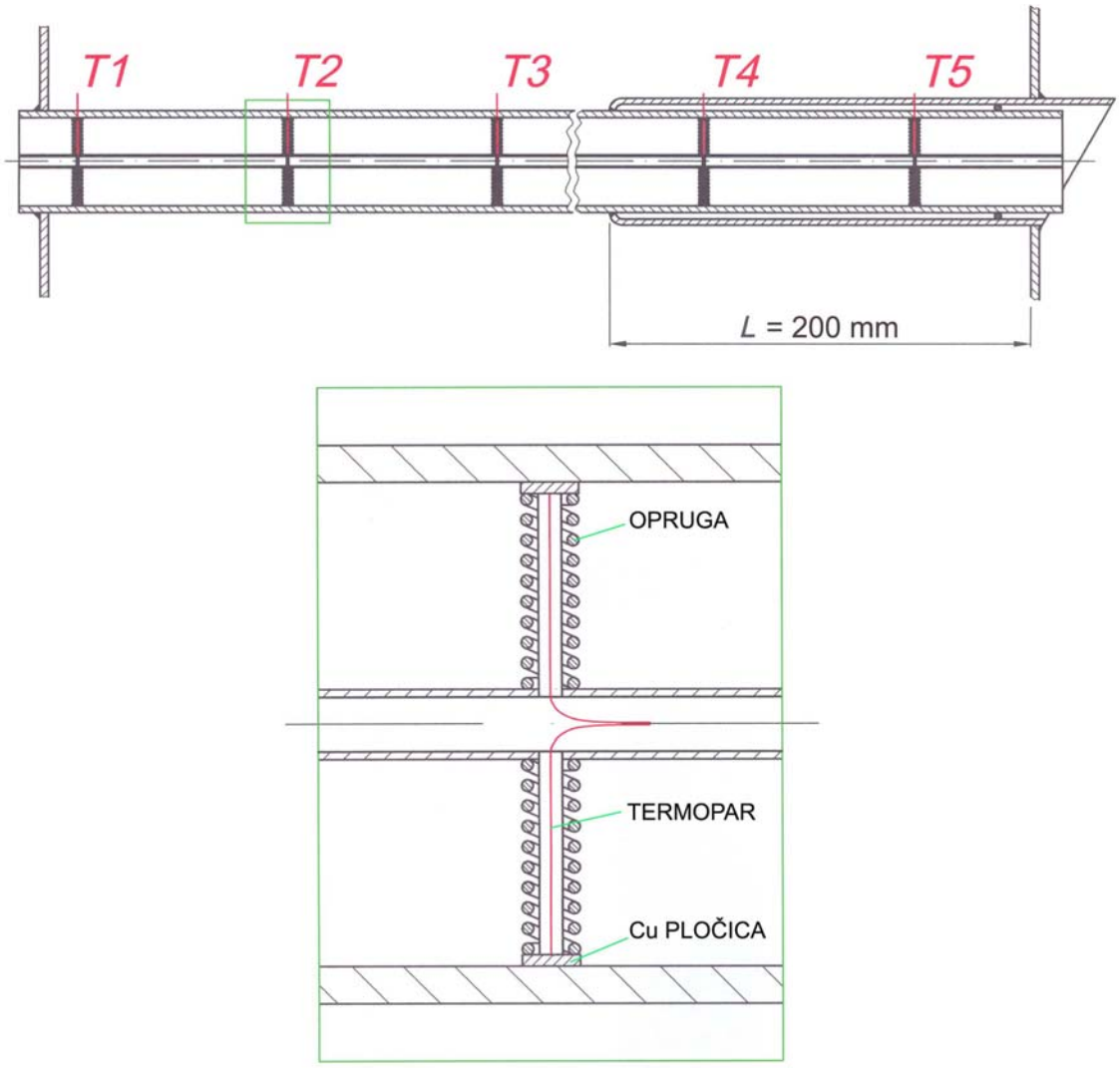
Dimna komora, u koju ulaze dimni plinovi iz dimovodnih cijevi, direktno je zavarena na stražnju stijenku kotla. Voda, koja se vraća kroz povratni vod u kotao, udara svojim mlazom u podnicu ložišta. Na strani vode, neposredno iznad polaznog voda, smješten je skretni lim, koji prisiljava hladnu povratnu vodu najprije na strujanje u donjem dijelu kotla. Uz stijenku podnice ložišta ostavljen je prorez od 4 mm, kroz koji dio hladne povratne vode prostrujava uz podnicu ložišta prema gornjem dijelu kotla.

Prvi prototip NTK25 izrađen je s duljinom vanjske cijevi L = 200 mm (slika 6.5). Vanjska cijevi je na svom ulaznom dijelu zavarena na unutarnju cijev, a na svom izlaznom dijelu na stražnju stijenku kotla. Unutarnja cijev je na svom ulaznom dijelu zavarena na prednju cijevnu stijenku kotla, dok se izlazni dio unutarnje cijevi preko umetnutog žičanog prstena oslanja na stijenku vanjske cijevi.



Slika 6.5 Detalj cijevi prvog prototipa NT–kotla

Radi potvrđivanja rezultata proračuna i numeričke analize izrađen je poseban mjerni sustav za mjerenje temperatura stijenki dimovodne cijevi na strani dimnih plinova. U dimovodnu cijev umetnuta je šipka na koju je uzdužno postavljeno ukupno pet termoparova. Termoparovi su se preko bakrene pločice naslanjali na unutrašnju stijenku cijevi. Skica mjernog sustava prikazana je na slici 6.6. Isto tako, termoparovi su ugrađeni na polazni i povratni vod, na dovod hladne vode, u ložištu, na ulazu u cijevni snop, na izlazu iz cijevnog snopa, u dimnoj komori i u dimnjači. Na dimnoj komori postavljeni su prozori za promatranje kondenzacije u cijevima i stijenkama same komore. Kotao je izoliran kamenom vunom. Mjerenja su provedena s EL loživim uljem kao gorivom na nazivnoj snazi. Fotografija kotla na mjernoj liniji prikazana je na slici 6.7.

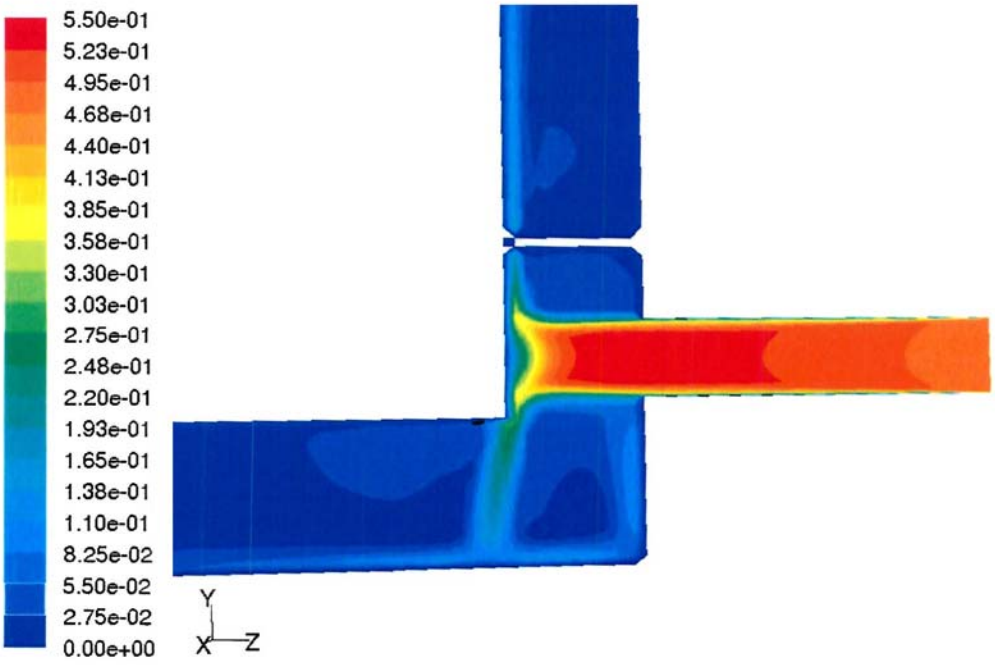


Slika 6.6 Termoparovi za određivanje temperature stijenke

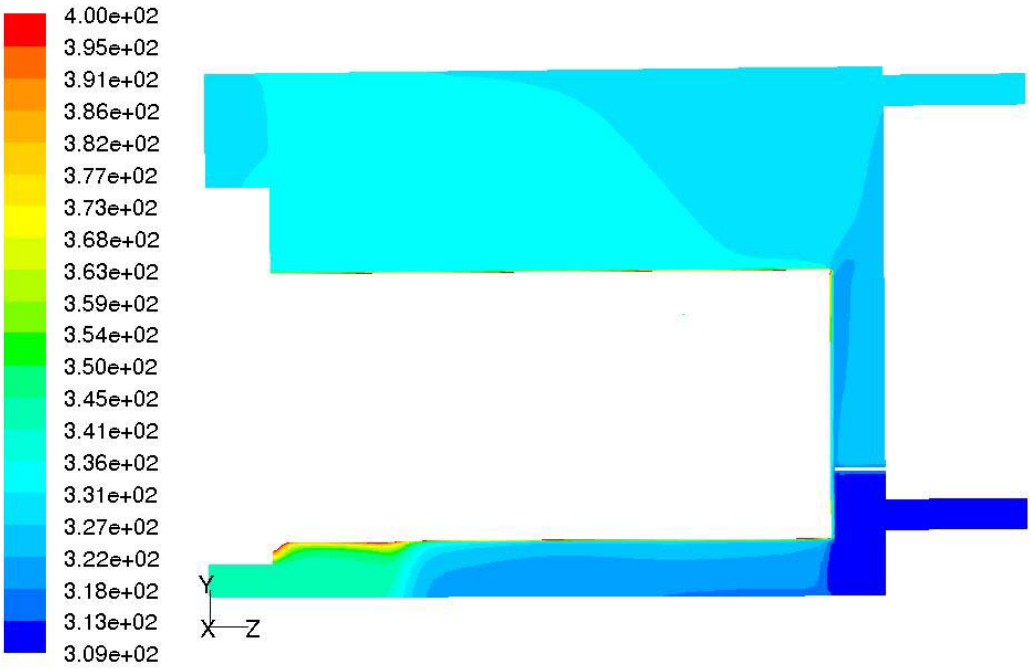
Slika 6.7 Mjerenja na prvom prototipu NTK25

Ugrađeni termoparovi koji su se naslanjali na unutrašnju stijenku dimovodne cijevi pokazali su se kao neadekvatno rješenje. Oni nisu mjerili stvarnu temperaturu stijenke, već neku temperaturu koja je rezultat temperature držača termopara i same stijenke cijevi. Trend promjene temperature unutarnje stjenke cijevi je na neki način zadržan, no dobiveni rezultati nisu prihvatljivi za analizu, pa je bilo potrebno promijeniti koncepciju mjerenja temperatura stijenke dimovodne cijevi.

Nadalje, prilikom ispitivanja uočena je kondenzacija na stijenkama dimne komore, nastala kao rezultat hladne stijenke komore na strani koja je u dodiru s kotlovskom vodom. Isto tako uočena je kondenzacija u dimovodnim cijevima prevučenim s vanjskom cijevi duljine L = 200 mm, te u ložištu. Do kondenzacije u ložištu dolazi zbog direktnog udara mlaza povratne hladne vode na podnicu ložišta. Također, zbog skretnog lima, hladna povratna voda prisiljena je na strujanje u donjem dijelu kotla. Na slici 6.8 dan je prikaz raspodjele brzine vode na ulazu u kotao, dok je na slici 6.9 dan prikaz raspodjele temperature vode po osi kotla. Oba prikaza dobivena su numeričkim simulacijama provedenim u Fluentu [13]. Vidljivo je, da je donji dio ložišta na udaru hladne povratne vode, što ima za posljedicu pojavu kondenzacije dimnih plinova u donjem dijelu ložišta.



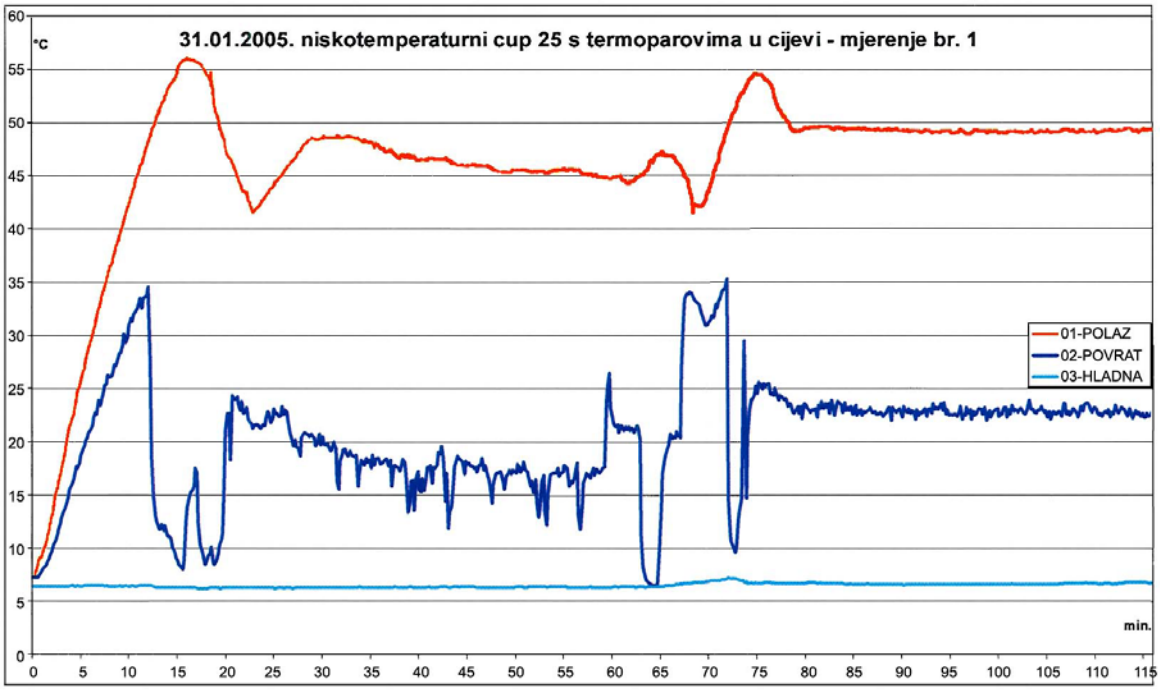
Slika 6.8 Prikaz raspodjele brzine vode na ulazu u kotao



Slika 6.9 Prikaz raspodjele temperature vode u [K] po osi kotla

Na temelju ovih zapažanja odlučeno je napraviti određene rekonstrukcije na prototipu NTK25.

Prikaz stacioniranja temperatura polazne, povratne i hladne vode tijekom mjerenja prvog prototipa NTK25 vidljiv je na slici 6.10.

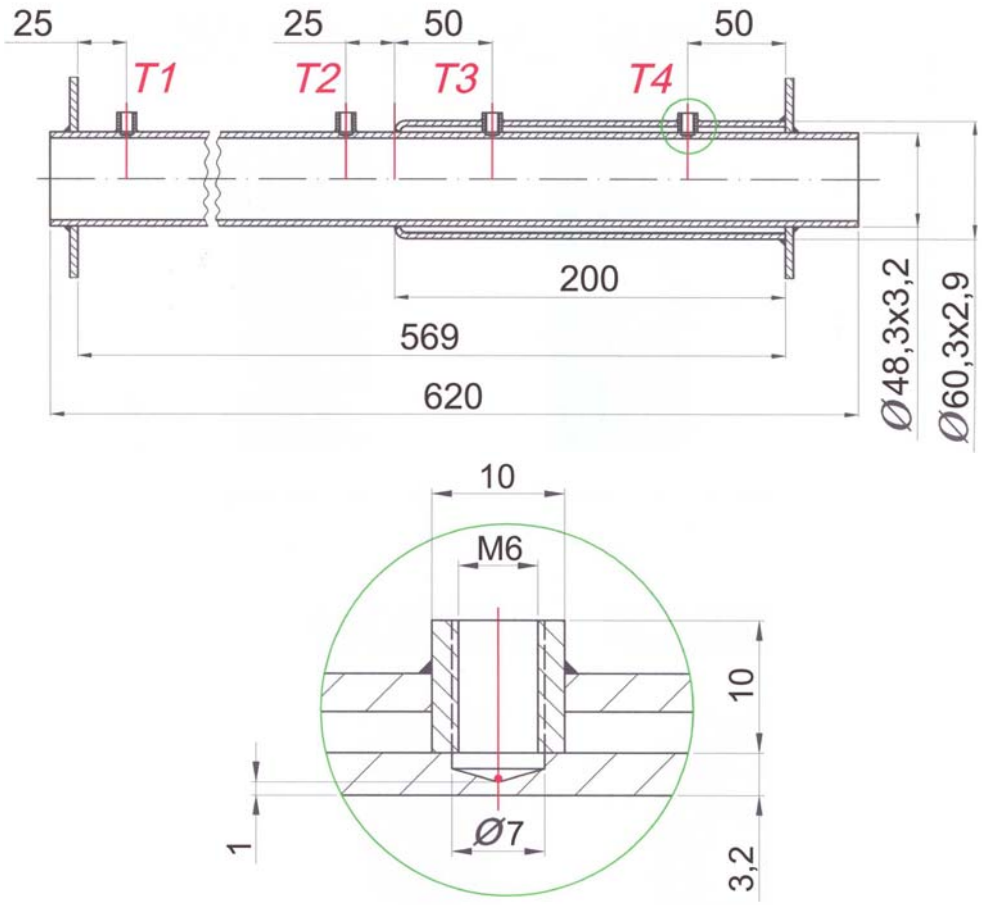


Slika 6.10 Prikaz stacioniranja temperatura na strani vode tijekom mjerenja prvog prototipa NTK25

6.2.2 Drugi prototip NTK25

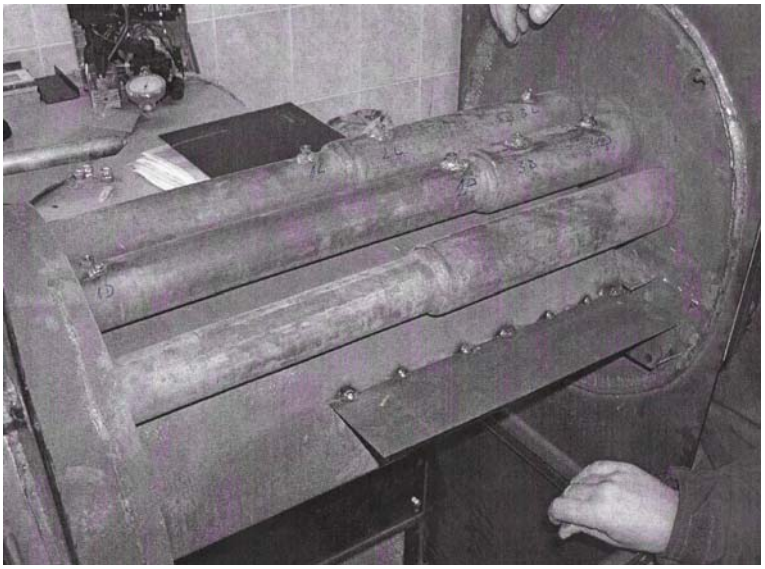
Na drugom prototipu NTK25 napravljene su slijedeće rekonstrukcije:

Cijevni snop izrađen je s cijevima koje su imale različite duljine vanjske cijevi. Dvije dimovodne cijevi prevučene su vanjskom cijevi duljine L = 200 mm, a preostale dvije dimovodne cijevi vanjskom cijevi duljine L = 300 mm. Razlog tomu je želja da se utvrdi utjecaj duljine vanjske cijevi L na pojavu kondenzacije. Isto tako dimna komora odmaknuta je od stražnje stijenke kotla. Termoparovi T1, T2, T3 i T4 su ugrađeni na cijev tako da su provedeni sa strane vode i upušteni u samu stjenku cijevi kako je prikazano slikom 6.11.

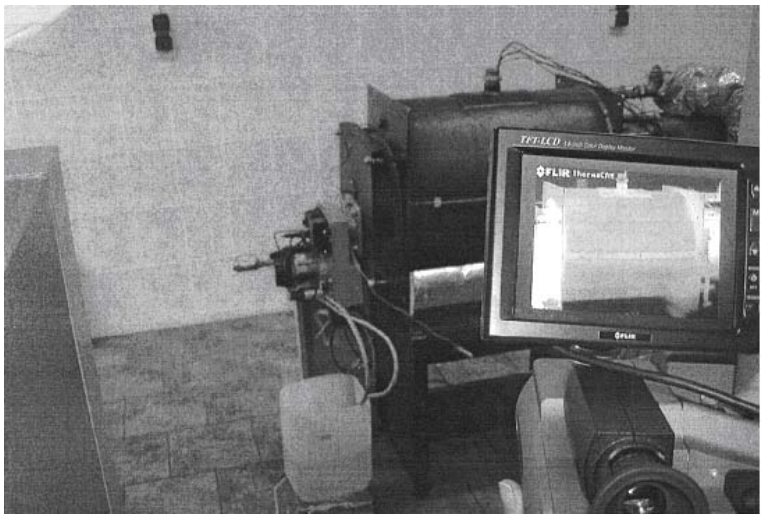


Slika 6.11 Izvedba pričvršćenja termoparova T1-T4

Izgled cijevnog snopa i uzdužnog skretnog lima druge izvedbe prototipa kotla vidljivi su na slici 6.12. Termoparovi se ugrađuju sa strane vode kroz za to pripremljene navojne nastavke. Izvod termoparova je kroz vanjski plašt kotla. Termoparovi su postavljeni po dva na dijelu dimovodne cijevi bez dvostruke stijenke i dva kroz dvostruku stijenku. Na slici 6.13 prikazano je ispitivanje kotla bez izolacije pri čemu je snimljeno nekoliko termograma u cilju dobivanja uvida u strujanje vode kroz kotao.

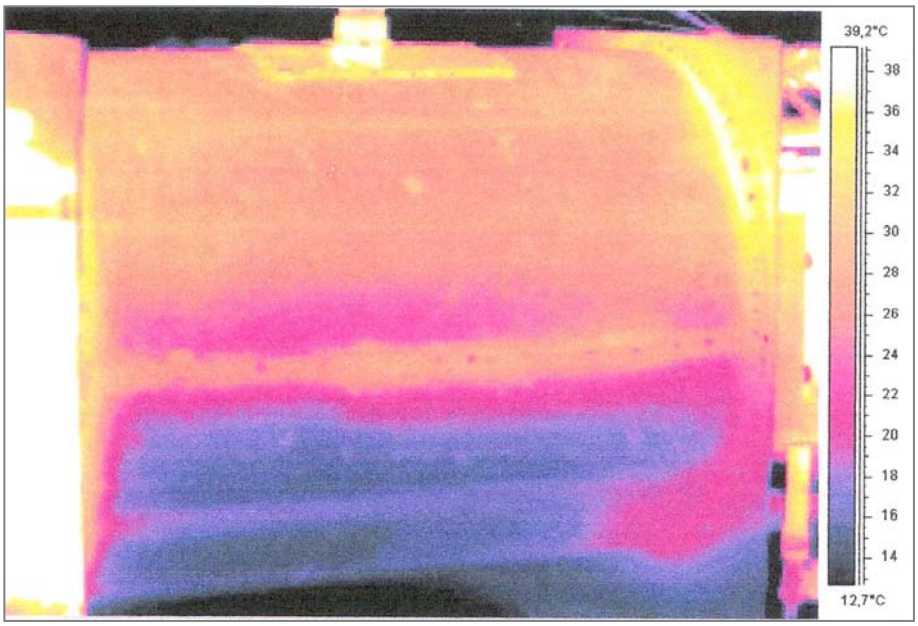


Slika 6.12 Cijevni snop drugog prototipa NTK25



Slika 6.13 Prikaz ispitivanja drugog prototipa NTK25

Termografski je snimana temperaturna raspodjela na vanjskoj površini plašta kotla. Ta temperaturna raspodjela ukazuje na promjenu temperature vode kroz kotao. Na termogramu (slika 6.14) vidljiv je hladni donji dio kotla ispod skretnog lima. Tu je i ulaz hladne vode u kotao. Također je uočljiv dio priključka kroz koji su na vrhu plašta provučeni termoparovi. Temperature na površini plašta prate temperaturu vode u kotlu. Na desnoj strani kotla uočava se utjecaj dimne komore, a na lijevoj gdje su vrata utjecaj plamenika. Tu su mjesta povišenih temperatura.



Slika 6.14 Termogram kotla u radu – drugi prototip

Kod drugog prototipa NTK25 više se ne uočava kondenzacija dimnih plinova na stijenkama dimne komore, s obzirom na to da se dimna komora više ne naslanja preko stražnje stijenke kotla na kotlovsku vodu.

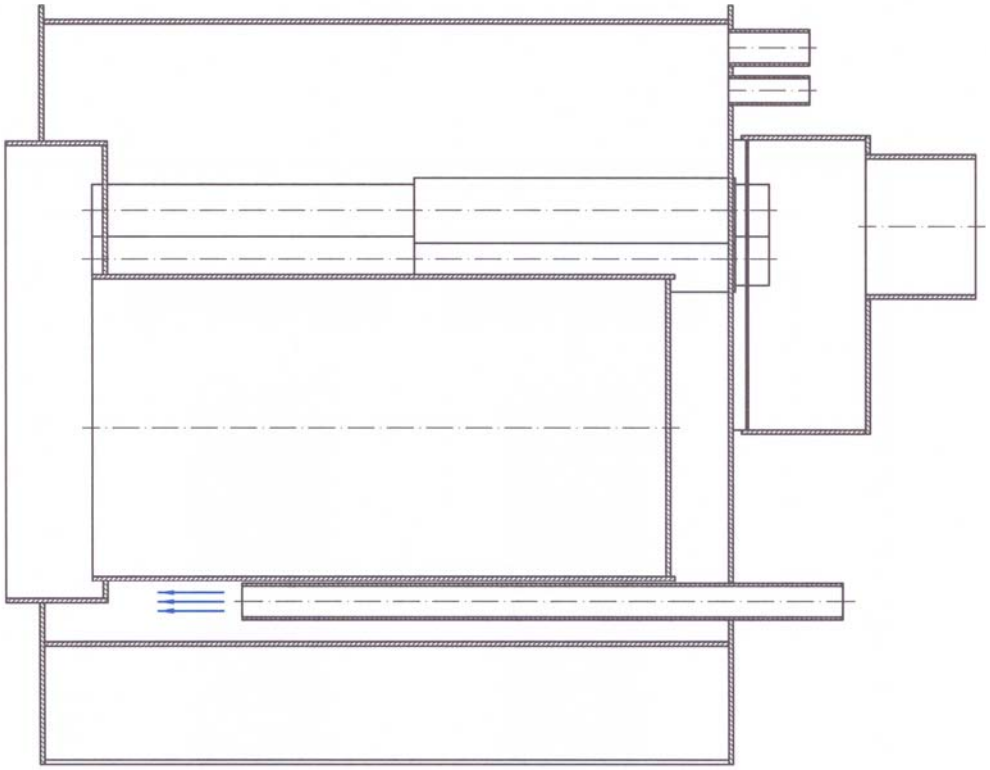
S obzirom na to da još uvijek nisu postignute željene točnosti mjerenja temperature stijenke cijevi na strani dimnih plinova, odlučeno je pristupiti još jednoj rekonstrukciji NTK25.

Potrebno je riješiti problem kondenzacije u donjem dijelu ložišta, te u dimovodnim cijevima.

6.2.3 Treći prototip NTK25

Treći prototip NTK25 ima osnovu u drugom prototipu. Kod trećeg prototipa NTK25 (slika 6.15) uklonjen je uzdužni skretni lim, a cijev za dovod vode u kotao (povratni vod) smještena je ispod ložišta tako da mlaz hladne povratne vode više ne udara direktno na podnicu ložišta. Također, cijev za dovod vode u kotao produžena je na 2/3 ukupne duljine kotla, čime se željelo dobiti sličan efekt koji je davao skretni lim. Ovim zahvatima dobiveno je tehnološki prihvatljivije rješenje ukoliko ispitivanja pokažu da se oni mogu primijeniti u serijskoj proizvodnji.

Dimovodne cijeve trećeg prototipa NTK25 izrađene su, u cilju rješavanja problema kondenzacije dimnih plinova, s duljinom vanjske cijevi L = 300 mm. Debljina zračnog sloja koji zatvaraju unutarnja (∅48,3x3,2) i vanjska cijev (∅60,3x2,9) iznosi y = 3,1 mm.

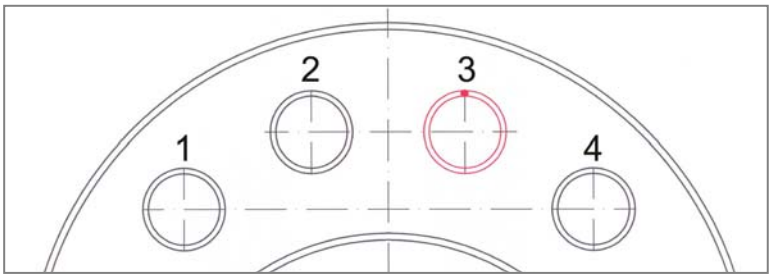


Slika 6.15 Crtež treće izvedbe prototipa NTK25

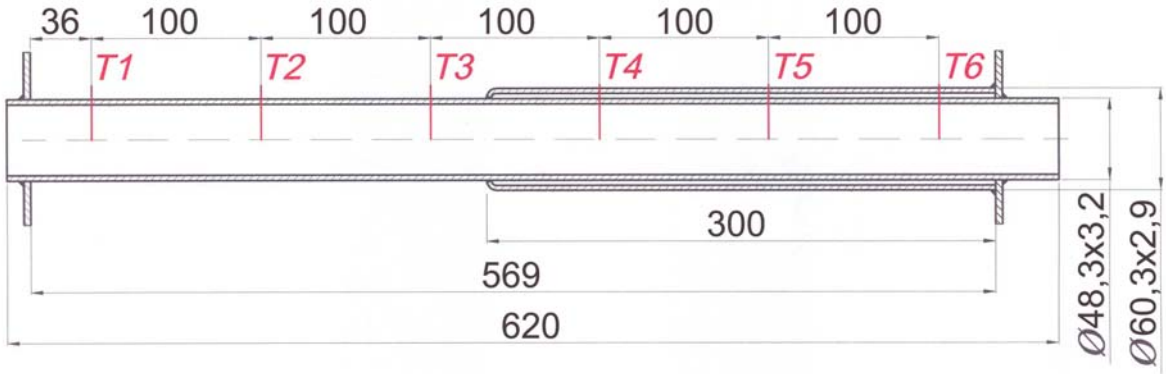
Termoparovi su postavljeni i na referentnim mjestima na strani dimnih plinova kako bi se mogla preko izmjerenih temperatura postaviti bilanca energije i potvrditi proračun. Mjerene su temperature u ložištu, na ulazu u cijevni snop, na izlazu iz cijevnog snopa, u dimnoj komori i u dimnjaku.

U treću dimovodnu cijev NTK25 (slika 6.16) ugrađeno je ukupno 6 termoparova T1–T6 na način da se dobiju što vjernije vrijednosti temperature unutarnje stijenke cijevi.

Točne pozicije šest ugrađenih termoparova T1, T2, T3, T4, T5 i T6 uzduž unutarnje cijevi dane su na slici 6.17. Tri termopara T1, T2 i T3 smještena su na dijelu unutarnje cijevi, dok se termoparovi T4, T5 i T6 nalaze na dijelu dimovodne cijevi prevučene vanjskom cijevi.



Slika 6.16 Treća dimovodna cijev NTK25 na koju su ugrađeni termoparovi T1-T6 – pogled sprijeda



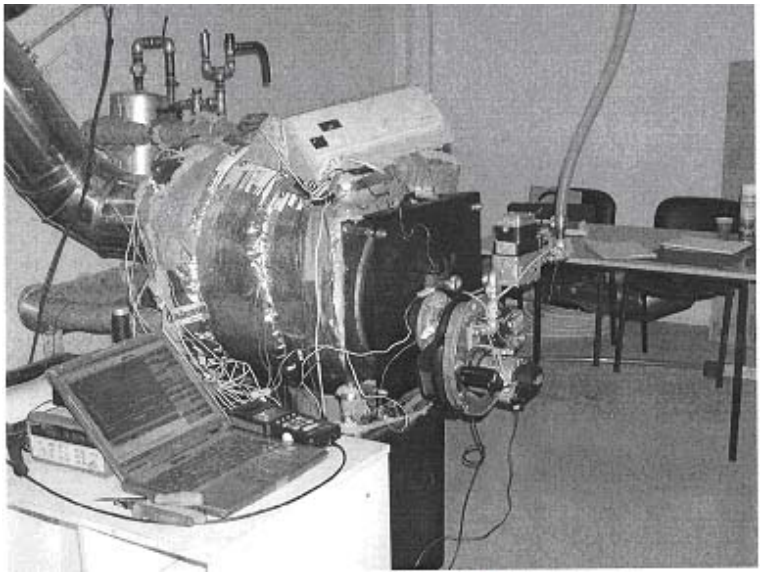
Slika 6.17 Pozicije termoparova na dimovodnoj cijevi broj 3

Na slici 6.18 je prikazan dio mjerne linije sa sondom za analizu dimnih plinova postavljenom u ispitni dio dimnjaka i sustav praćenja temperatura na strani vode i dimnih plinova.

Slika 6.18 Detalj mjerne linije

Treća izvedba uzeta je kao završni prototip za provedbu cjelokupnog ispitivanja koji je simuliran numerikom. Izrada trećeg prototipa NTK25 prikazana je slikom 6.19, dok je prikaz ispitivanja dan slikom 6.20.

Slika 6.19 Izrada trećeg prototipa NTK25



Slika 6.20 Prikaz ispitivanja trećeg prototipa NTK25

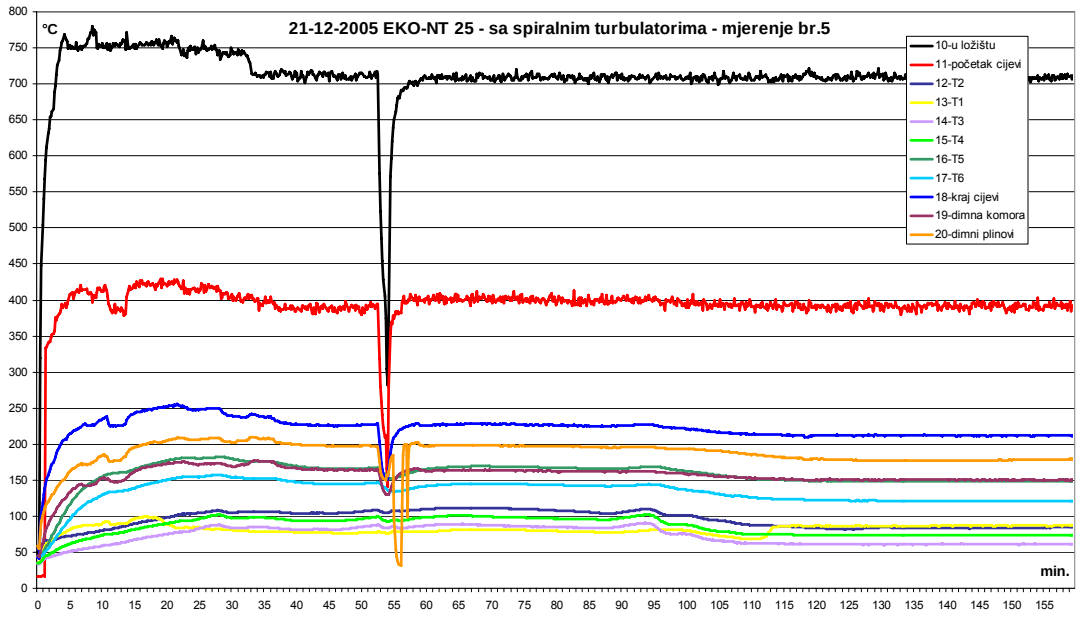
Do kondenzacije dimnih plinova kod trećeg prototipa NTK25 došlo je na donjem dijelu prednje cijevne stijenke kotla, na donjem ulaznom dijelu ložišta i na donjem dijelu stijenke predkomore (slika 6.21). Razlog je produžena cijev za dovod vode u kotao na 2/3 duljine kotla, zbog koje mlaz povratne hladne vode direktno udara na donji dio prednje cijevne stijenke kotla i stijenke predkomore, te na ulazni donji dio stijenke ložišta.

Slika 6.21 Kondenzacija dimnih plinova na trećoj izvedbi prototipa NTK25

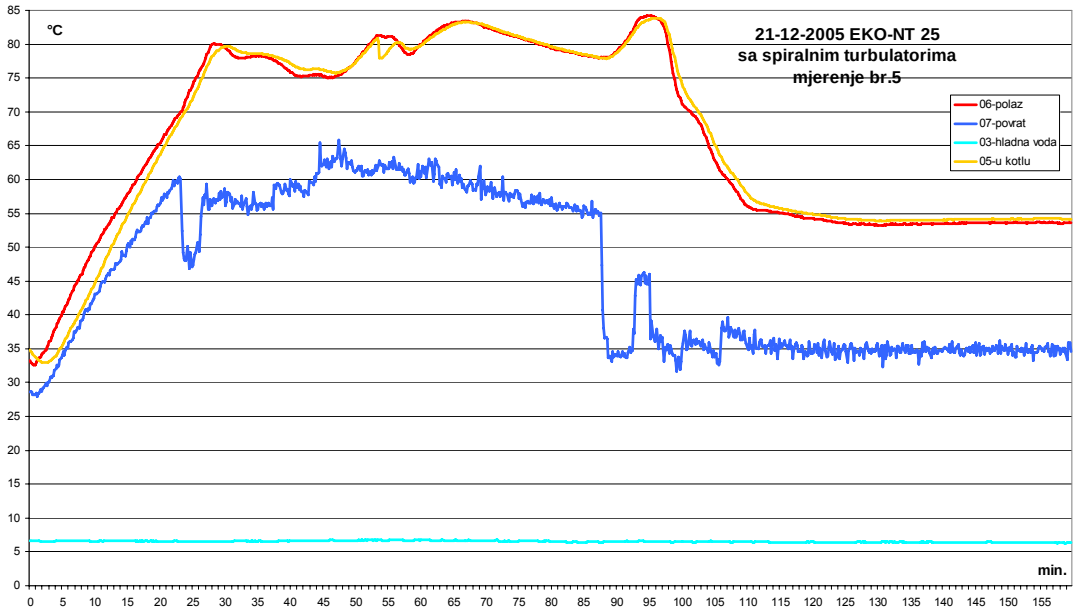
Ispitivanja trećeg prototipa NTK25 provedena su s umetnutim turbulatorima u obliku zavojnice i bez njih. Rezultati ispitivanja dani su u tablici 6.4. Prikaz stacioniranja temperatura na strani dimnih plinova i na strani vode tijekom ispitivanja treće izvedbe prototipa NTK25 s umetnutim turbulatorima dani su slikama 6.22 i 6.23. Ispitivanje NTK25 bez turbulatora imalo je za posljedicu previsoke temperature dimnih plinova na izlazu iz dimovodnih cijevi. Rezultat visoke temperature dimnih plinova na izlazu iz kotla bili su povećani gubici osjetne topline dimnih plinova i manji stupanj djelovanja.

Tablica 6.4: Ispitivanje trećeg prototipa NTK25

Ispitivanje NTK 25	NTK25 bez turbulatora	NTK25 s turbulatorima
Temperatura zraka u prostoru $t_{prostora}$, [°C]	19,19	18,36
Maseni protok hladne vode iz vodovoda $\dot{m}_W$, [kg/min]	7,58	6,00
Temperatura hladne vode iz vodovoda t_E, [°C]	6,43	6,40
Temperatura povratne vode t_R, [°C]	36,16	34,52
Temperatura polazne vode t_V, [°C]	46,95	53,56
Temperatura dimnih plinova u ložištu t_L, [°C]	749,08	709,83
Temperatura stijenke unutarnje cijevi-termopar T1, [°C]	82,69	87,04
Temperatura stijenke unutarnje cijevi-termopar T2, [°C]	81,12	85,28
Temperatura stijenke unutarnje cijevi-termopar T3, [°C]	53,99	61,50
Temperatura stijenke unutarnje cijevi-termopar T4, [°C]	62,85	73,62
Temperatura stijenke unutarnje cijevi-termopar T5, [°C]	133,10	149,01
Temperatura stijenke unutarnje cijevi-termopar T6, [°C]	131,50	121,46
Temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev t_1, [°C]	444,92	393,18
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	323,88	212,46
Temperatura dimnih plinova u dimnoj komori t_{DK}, [°C]	197,93	150,65
Učin kotla Q, [kW]	21,4	19,7
Brzina vode u povratnom vodu v_R, [m/s]	0,7489	0,3905
Brzina strujanja dimnih plinova na ulazu u cijev v_1, [m/s]	3,5375	3,0332



Slika 6.22 Prikaz stacioniranja temperatura na strani dimnih plinova tijekom mjerenja treće izvedbe NTK25 s turbulatorima

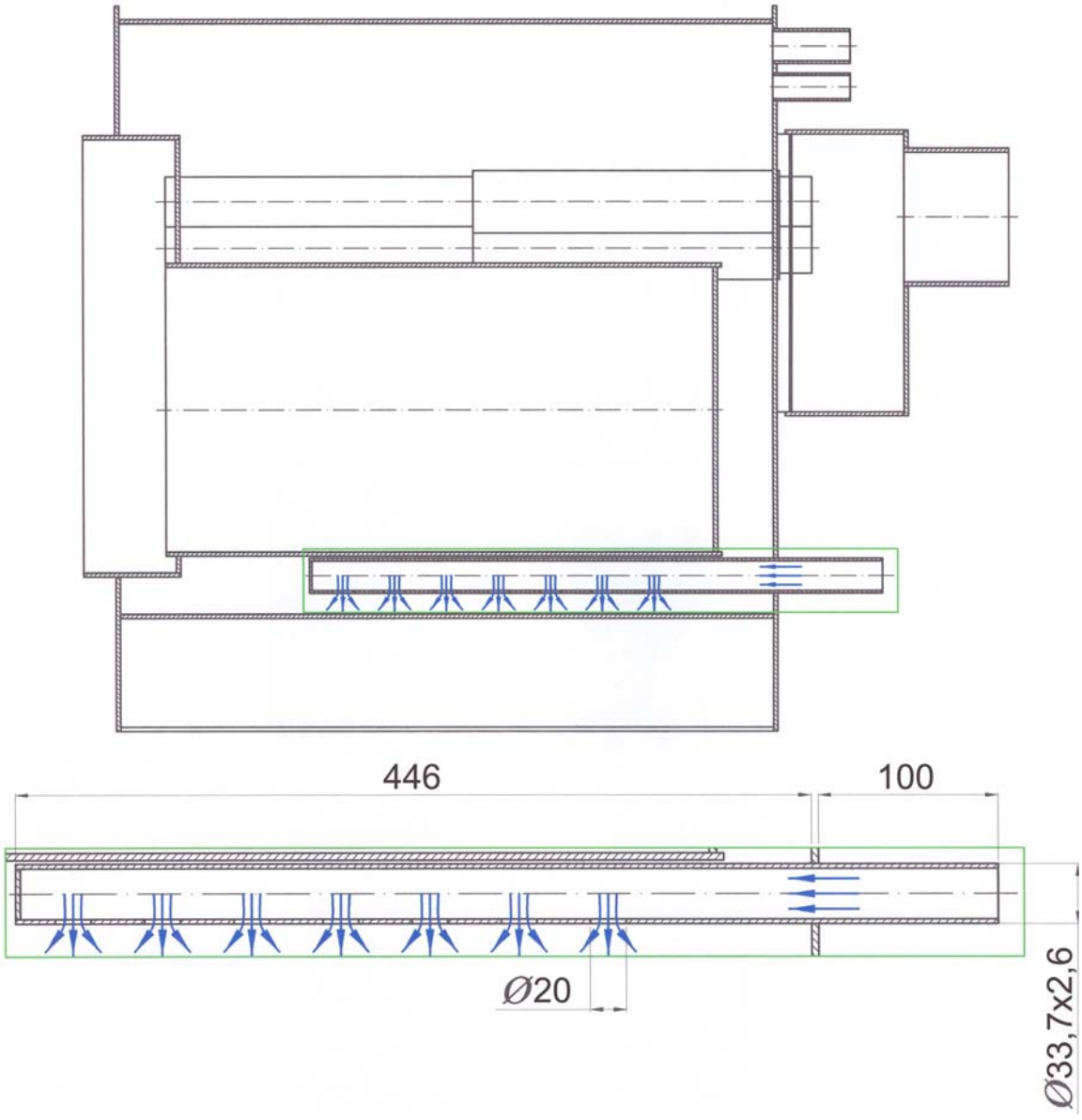


Slika 6.23 Prikaz stacioniranja temperatura na strani vode tijekom mjerenja treće izvedbe NTK25 s turbulatorima

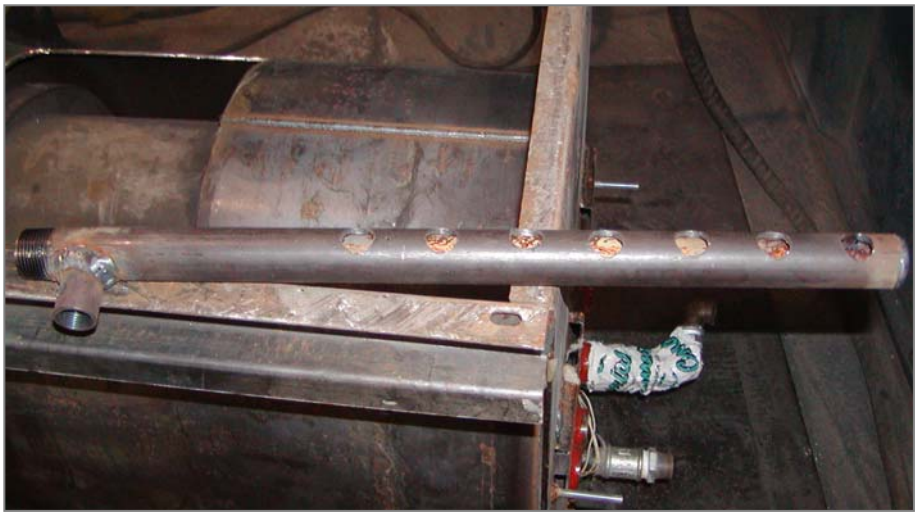
Dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 prevučene vanjskom cijevi duljine L = 300 mm s umetnutim turbulatorima su bile suhe, odnosno nije došlo do kondenzacije dimnih plinova u dimovodnim cijevima. U slučaju dimovodnih cijevi bez turbulatora nastupila je kondenzacija dimnih plinova.

6.2.4 Četvrti prototip NTK25

Kod četvrtog prototipa NTK25 kraj povratnog voda je zatvoren, tako da hladna povratna voda više ne udara o prednju cijevnu stijenku i stijenku predkomore. Na donjoj strani povratnog voda napravljeno je 7 provrta promjera ∅20 mm kroz koje istrujava voda u kotao, te najprije udara na vanjski plašt kotla, a ne više direktno na ogrjevne stijenke kotla (slike 6.24 i 6.25).



Slika 6.24 Crtež četvrtog prototipa NTK25



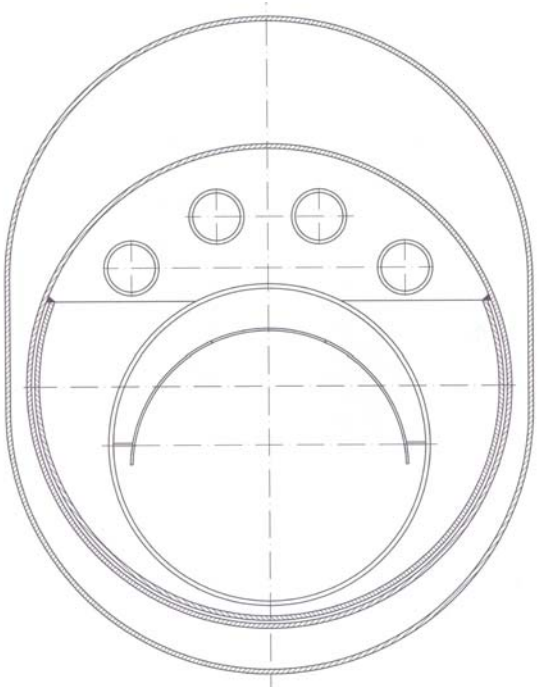
Slika 6.25 Povratni vod kod četvrtog prototipa NTK25

Usprkos rekonstrukciji povratnog voda kod četvrtog prototipa NTK25 je ipak došlo do kondenzacije dimnih plinova na donjem dijelu stijenke predkomore i mjestimično na donjem dijelu prednje cijevne stijenke (slika 6.26). Usporedimo li jačinu kondenzacije kod trećeg i četvrtog prototipa NTK25, vidi se da je pojava kondenzacije slabija kod četvrtog prototipa NTK25, ali kondenzacija ipak nije u potpunosti izbjegnuta, te je bilo potrebno provesti daljnju rekonstrukciju prototipa NTK25.

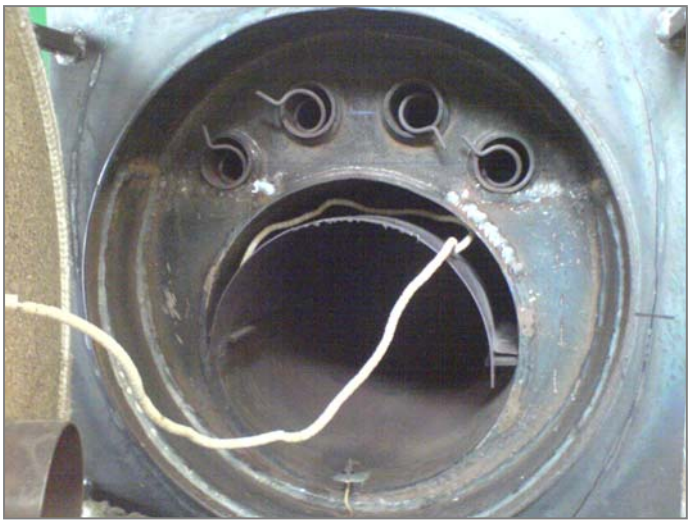
Slika 6.26 Kondenzacija dimnih plinova kod četvrtog prototipa NTK25

6.2.5 Peti prototip NTK25

Zbog pojave kondenzacije dimnih plinova na donjem dijelu prednje cijevne stijenke i donjem dijelu stijenke predkomore potrebno je četvrti prototip NTK25 podvrgnuti daljnjim rekonstrukcijama. Tako su kod petog prototipa NTK25 dio prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore prevučeni vanjskom stijenkom sa zračnim slojem sa ciljem sprječavanja kondenzacije dimnih plinova (slika 6.27 i 6.28).



Slika 6.27 Crtež petog prototipa NTK25 – bočni presjek kroz predkomoru



Slika 6.28 Pogled na ulazni dio petog prototipa NTK25

Mjerenja provedena na petom prototipu NTK25 pokazala su da je kondenzacija dimnih plinova na ogrjevnim stijenkama kotla na strani dimnih plinova izbjegnuta. Time je razvoj prototipa NTK25 završen.

6.3 GLAVNE DIMENZIJE

Glavne dimenzije ogrjevnih površina prototipa NT–kotla nazivnog učina 25 kW dane su u nastavku kako slijedi.

REVERZIBILNO LOŽIŠTE (∅282x4 mm):

– vanjski promjer: $D_{Lv} = 282$ mm

– unutarnji promjer: $D_L = 274$ mm

– debljina stijenke: $s_L = 4$ mm

– duljina: $L_L = 512$ mm

– površina podnice ložišta (presjek strujanja): $A_{L\text{-}pod} = 0{,}059$ m^2

– površina cilindričnog dijela ložišta: $A_{L\text{-}c} = 0{,}441$ m^2

– ukupna površina ložišta: $\boldsymbol{A_L = 0{,}5}$ **m^2**

– volumen prostora ložišta: $V_L = 0{,}0302$ m^3

PREDKOMORA (∅425x4 mm):

– vanjski promjer: $d_v = 425$ mm

– unutarnji promjer: $d_u = 417$ mm

– debljina stijenke: $s = 4$ mm

– površina prednje cijevne stijenke: $A_{PCS} = 0{,}0668$ m^2

– površina dijela predkomore koji graniči s vodom: $A_{PK1} = 0{,}0707$ m^2

– ukupna površina predkomore: $\boldsymbol{A_{PK} = 0{,}1375}$ **m^2**

– volumen prostora predkomore: $V_{PK} = 0{,}00737$ m^3

DIMOVODNE CIJEVI DN 40 (∅48,3x3,2 mm):

– broj dimovodnih cijevi: $n = 4$

– vanjski promjer: $d_v = 48{,}3$ mm

– unutarnji promjer: $d_u = 41{,}9$ mm

– debljina stijenke: $s = 3{,}2$ mm

– duljina: $L = 569$ mm

– presjek strujanja – 1 cijev: 0,00138 m^2

– površina za izmjenu topline – 1 cijev: $A_{DC1} = 0{,}075$ m^2

– površina za izmjenu topline: $\boldsymbol{A_{DC} = 0{,}3}$ **m^2**

– volumen – 1 cijev: $V_{DC1} = 0{,}000785$ m^3

– volumen: $V_{DC} = 0{,}00314$ m^3

POLAZNI/POVRATNI VOD DN25 (∅33,7x2,6 mm):

– vanjski promjer: 33,7 mm

– unutarnji promjer: 28,5 mm

– debljina stijenke: 2,6 mm

Ukupna površina za izmjenu topline na strani dimnih plinova kod NT–kotla nazivnog učina 25 kW:

$$A_{\mathrm{UK}} = A_{\mathrm{L}} + A_{\mathrm{PK}} + A_{\mathrm{DC}} = 0,5 + 0,1375 + 0,3 \cong 0,94 \ \mathrm{m}^2 \tag{6.30}$$

Prosječno specifično opterećenje:

$$q = \frac{Q}{A_{\mathrm{UK}}} = \frac{25}{0,94} = 26,6 \ \frac{\mathrm{kW}}{\mathrm{m}^2} \tag{6.31}$$

Ukupni volumen NT–kotla nazivnog učina 25 kW koji otpada na dimne plinove:

$$V_{\mathrm{DP}} = V_{\mathrm{L}} + V_{\mathrm{PK}} + V_{\mathrm{DC}} = 0,0302 + 0,00737 + 0,00314 \cong 0,0407 \ \mathrm{m}^3 \tag{6.32}$$

6.4 TOPLINSKI PRORAČUN TREĆEG PROTOTIPA NTK25 NA OSNOVU REZULTATA MJERENJA

Na osnovu rezultata mjerenja (tablica 6.4) proveden je proračun za treći prototip NTK25 s turbulatorima u obliku zavojnice umetnutim u dimovodne cijevi i bez njih. Rezultati proračuna trećeg prototipa NTK25 s turbulatorima i bez njih dani su pregledno u tablici 6.5. Specifična opterećenja ogrjevnih površina potrebnih za numeričku simulaciju dana su u tablici 6.6.

Tablica 6.5: Rezultati proračuna trećeg prototipa NTK25

	NTK25 bez turbulatora	NTK25 s turbulatorima
ULAZNI PODACI		
Maseni protok hladne vode iz vodovoda $\dot{m}_W$, [kg/min]	7,58	6,00
Temperatura hladne vode iz vodovoda t_E, [°C]	6,43	6,40
Temperatura povratne vode t_R, [°C]	36,16	34,52
Temperatura polazne vode t_V, [°C]	46,95	53,56
Maseni protok EL loživog ulja $\dot{m}_G$, [kg_G/s]	0,00056292	0,00050585
Faktor pretička zraka λ, [−]	1,26	1,21
Temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev t_1, [°C]	444,92	393,18
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	323,88	212,46
PODACI DOBIVENI KONTROLNIM PRORAČUNOM		
Toplinski učin dobiven mjerenjem Q, [kW]	**21,387**	**19,694**
Direktni stupanj djelovanja kotla η_K, [−]	0,89	0,912
Maseni protok zraka potrebnog za izgaranje $\dot{m}_Z$, [kg_Z/s]	0,01022831	0,00882663
Nastala količina vlažnih dimnih plinova $\dot{m}_{VDP}$, [kg_{VDP}/h]	38,8434	33,5924
Brzina dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev v_1, [m/s]	3,6044	2,9025
Proračun ložišta		
Adijabatska temperatura dimnih plinova t_{ad}, [°C]	1777,93	1835,43
Konstanta zračenja C_{12}, [W/(m^2(100K)^4)]	4,78	4,78
Stvarna temperatura dimnih plinova u ložištu t_{pl}, [°C]	632	614,77
Količina topline prenesena zračenjem na cilindričnu stijenku ložišta $Q_{L\text{-}c\text{-}zr}$, [kW]	13,69	12,67
Količina topline prenesena zračenjem na podnicu ložišta $Q_{L\text{-}pod\text{-}zr}$, [kW]	1,83	1,7
Količina topline prenesena zračenjem na stijenke ložišta $Q_{L\text{-}zr}$, [kW]	15,52	14,37
Količina topline prenesena konvekcijom na cilindričnu stijenku ložišta $Q_{L\text{-}c\text{-}k}$, [kW]	0,44866	0,393
Količina topline prenesena konvekcijom na podnicu ložišta $Q_{L\text{-}pod\text{-}k}$, [kW]	0,26417	0,242
Količina topline predana konvekcijom na stijenke ložišta $Q_{L\text{-}k}$, [kW]	0,71283	0,635
Ukupna količina topline prenesena na cilindričnu stijenku ložišta $Q_{L\text{-}c}$, [kW]	14,14	13,06
Ukupna količina topline prenesena na podnicu ložišta $Q_{L\text{-}pod}$, [kW]	2,09	1,94

Količina toplina predana zračenjem i konvekcijom na stijenke ložišta Q_L, [kW]	**16,23**	**15,00**
Količina topline predana u predkomori Q_{PK}, [kW]	**2,4058**	**2,45**
Količina topline predana u dimovodnim cijevima Q_{DC}, [kW]	**1,497**	**1,89**
Količina topline predana u 1 dimovodnoj cijevi Q_{1DC}, [kW]	0,3742	0,4741
Ukupna količina topline predana na stranu vode Q_{UK}, [kW]	**20,138**	**19,34**

Tablica 6.6: Specifična opterećenja pojedinih ogrjevnih površina trećeg prototipa NTK25 s turbulatorima i bez njih

	NTK25 bez turbulatora	NTK25 s turbulatorima
Toplinski učin dobiven mjerenjem Q, [kW]	**21,387**	**19,694**
Ukupno specifično opterećenje, [kW/m^2]	**22,75**	**20,95**
Specifično opterećenje cilindrične stijenke ložišta $q_{L\text{-}c}$, [kW/m^2]	32,08	29,64
Specifično opterećenje podnice ložišta $q_{L\text{-}pod}$, [kW/m^2]	35,54	32,85
Specifično opterećenje predkomore q_{PK}, [kW/m^2]	17,5	17,82
Specifično opterećenje dimovodnih cijevi q_{DC}, [kW/m^2]	4,99	6,32

7. OSNOVE NUMERIČKOG MODELIRANJA

U ovom poglavlju opisan je matematički model svih procesa koji se odvijaju u kotlu na tekuće gorivo EL loživo ulje. Navedene su osnovne termo-kemijske relacije, jednadžbe održanja kod strujanja s kemijskom reakcijom, te su predstavljeni korišteni modeli turbulencije, nepredmiješanog izgaranja, zračenja i diskretne faze.

7.1 TERMO–KEMIJSKE RELACIJE

7.1.1 Definicije osnovnih veličina

Za izgaranje se koriste različite veličine i izrazi, koje je najprije potrebno definirati. Za mješavinu koja se sastoji od N plinova, totalni tlak mješavine jednak je sumi parcijalnih tlakova.

$$p = \sum_{k=1}^{N} p_k \tag{7.1}$$

gdje je N broj kemijskih vrsta.

Gustoća kemijske vrste k ρ_k:

$$\rho_k = \rho Y_k \tag{7.2}$$

Maseni udio kemijske vrste k Y_k:

$$Y_k = \frac{m_k}{m} \tag{7.3}$$

Molni udio kemijske vrste k X_k:

$$X_k = \frac{n_k}{n} = \frac{\frac{m_k}{M_K}}{\frac{m}{M}} = \frac{m_k}{m}\frac{M}{M_k} = Y_k \frac{M}{M_k} \tag{7.4}$$

U problemima kemijske kinetike često se upotrebljava molna koncentracija kemijskih vrsta, definirana:

$$[X_k] = \frac{\rho_k}{M_k} = \rho \frac{Y_k}{M_k} \tag{7.5}$$

Iz jednadžbe stanja idealnog plina:

$$p = \rho RT = \rho \frac{\Re}{M} T \tag{7.6}$$

slijedi da je parcijalni tlak kemijske vrste *k*:

$$p_k = \rho_k R_k T = \rho_k \frac{\Re}{M_k} T = \left[X_k \right] \Re T \tag{7.7}$$

gdje su $\Re$ = 8 314 J/(kmolK) opća plinska konstanta i $\rho_k = \rho Y_k$ gustoća kemijske vrste *k*.

Molna masa mješavine:

$$\frac{1}{M} = \sum_{k=1}^{N} \frac{Y_k}{M_k} \quad \text{ili} \qquad M = \sum_{k=1}^{N} X_k M_k \tag{7.8}$$

Kod strujanja s kemijskom reakcijom postoji više varijabli koje mogu predstavljati energiju odnosno entalpiju. Općenito ukupna energija e_t jednaka je zbroju unutarnje i kinetičke energije :

$$e_t = e + \frac{u_i u_i}{2} \tag{7.9}$$

Totalna entalpija definirana je kao

$$h_\mathrm{t} = h + \frac{u_i u_i}{2} \tag{7.10}$$

$$h_\mathrm{t} = \sum_{k=1}^{N} Y_k h_{\mathrm{t},k} \tag{7.11}$$

Totalna entalpija kemijske vrste $h_{\mathrm{t},k}$:

$$h_{\mathrm{t},k} = \underbrace{\int_{T_0}^{T} c_{pk} dT}_{\text{osjetna}} + \underbrace{\Delta h_{f,k}^0}_{\text{kemijska}} \tag{7.12}$$

gdje $h_{f,k}^0$ predstavlja specifičnu entalpiju formacije kemijske vrste *k* na referentnoj temperaturi T_0 = 298,15 K.

Unutarnja energija *e*:

$$e = h - pv = h - \frac{p}{\rho} = \sum_{k=1}^{N} h_k Y_k - \frac{p}{\rho} \tag{7.13}$$

pri čemu je entalpija kemijske vrste h_k definirana izrazom:

$$h_k = \int_{T_0}^{T} c_{pk} dT \tag{7.14}$$

U tablici 7.1 navedeni su različiti izrazi za energiju i entalpiju, koji se koriste u energetskoj jednadžbi.

Tablica 7.1 Oblici energije i entalpije korišteni u energetskoj jednadžbi

Oblik	Energija	Entalpija
Osjetna	$e_s = \int_{T_0}^{T} c_p dT - \frac{p}{\rho}$	$h_s = \int_{T_0}^{T} c_p dT$
Osjetna + kemijska	$e = e_s + \sum_{k=1}^{N} \Delta h_{f,k}^0 Y_k$	$h = h_s + \sum_{k=1}^{N} \Delta h_{f,k}^0 Y_k$
Ukupna kemijska	$e_t = e + \frac{1}{2} u_i u_i$	$h_t = h + \frac{1}{2} u_i u_i$
Ukupna nekemijska	$E = e_s + \frac{1}{2} u_i u_i$	$H = h_s + \frac{1}{2} u_i u_i$

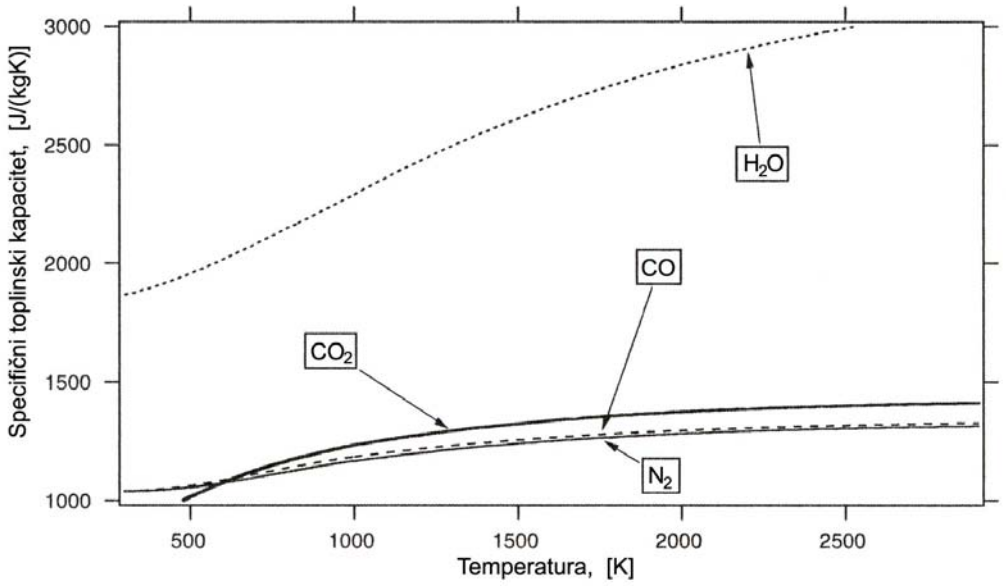
Specifični toplinski kapacitet pojedine kemijske vrste kod konstantnog tlaka c_{pk}

$$c_{pk} - c_{vk} = R_k = \frac{\Re}{M_k} \tag{7.15}$$

Specifični toplinski kapacitet mješavine dimnih plinova kod konstantnog tlaka c_p, određen prema slijedećoj jednadžbi

$$c_p = \sum_{k=1}^{N} c_{pk} Y_k \tag{7.16}$$

funkcija je temperature i sastava dimnih plinova (Y_k), te se može značajno promijeniti od točke do točke. Međutim, kod plamena nastalih izgaranjem ugljikovodika i kisika dominiraju svojstva dušika, te je specifični toplinski kapacitet mješavine po iznosu sličan specifičnom toplinskom kapacitetu dušika. Nadalje, specifični toplinski kapacitet mješavine dimnih plinova kreće se između 1 000 i 1 300 J/(kgK), ukoliko se temperatura mijenja od 25 do 2 700 °C (slika 7.1) [45].



Slika 7.1 Specifični toplinski kapacitet kod konstantnog tlaka c_{pk} za CO_2, CO, H_2O i N_2

7.1.2 Definicije brzina i tokova

Različite kemijske vrste u mješavini se gibaju različitim brzinama. S u_k označena je brzina kemijske vrste k u odnosu na fiksni koordinatni sustav. Za mješavinu od N kemijskih vrsta lokalna brzina u osrednjena po masi definirana je izrazom:

$$u = \frac{\sum_{k=1}^{N} \rho_k u_k}{\sum_{k=1}^{N} \rho_k} \tag{7.17}$$

U sustavima strujanja od posebnog je interesa brzina neke kemijske vrste k u odnosu na u, a ne u odnosu na fiksni koordinatni sustav. Time je definirana masena brzina difuzije V_k :

$$V_k = u_k - u \qquad u_k = u + V_k \tag{7.18}$$

Brzinom difuzije označava se relativno gibanje kemijske vrste k u odnosu na lokalno gibanje toka fluida. Općenito maseni fluks se definira:

$$\dot{m}_k = \rho_k u_k \tag{7.19}$$

Relativni maseni fluks definiran je izrazom:

$$J_k = \rho_k \left(u_k - u\right) = \rho_k V_k \tag{7.20}$$

7.1.3 Molekularni transport topline i tvari

Provođenje topline opisuje koeficijent toplinske vodljivosti λ, dok prijelaz tvari opisuje koeficijent difuzije D_k. Ova dva koeficijenta povezana su u bezdimenzijskoj značajci Le. Lewisov broj Le je bezdimenzijski broj koji predstavlja omjer koeficijenta toplinske vodljivosti a u [m^2/s] i koeficijenta difuzije D_k u [m^2/s]. Koristi se kod strujanja fluida gdje se odvija istovremeno prijelaz mase difuzijom i topline konvekcijom.

$$Le = \frac{a}{D_k} = \frac{\lambda}{\rho c_p D_k} \qquad a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \tag{7.21}$$

Lewisovim brojem uspoređuje se brzina prijelaza topline s brzinom difuzije tvari. Važan je parametar kod laminarnog izgaranja. Kod velike većine nastalih dimnih plinova ne mijenja se značajno od točke do točke. Prema kinetičkoj teoriji plinova koeficijent toplinske vodljivosti λ, gustoća ρ i koeficijent difuzije D_k mijenjaju se s temperaturom kako slijedi: $\lambda \sim T^{0.7}$, $\rho \sim 1/T$, $D_k \sim T^{1.7}$, tako da se i Le kod plamenova mijenja za svega nekoliko postotaka. Lewisov broj fizikalno predstavlja odnos polja parcijalnih tlakova, odnosno koncentracija prema polju temperatura.

Prandtlov broj *Pr* fizikalno predstavlja omjer polja brzina prema polju temperatura, te ovisi samo o fizikalnim svojstvima fluida:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \tag{7.22}$$

Schmidtov broj fizikalno predstavlja omjer polja brzina prema polju parcijalnih tlakova odnosno koncentracije.

$$Sc = \frac{\nu}{D_k} = Pr \cdot Le \tag{7.23}$$

Soretov efekt odnosno tzv. termodifuzija je difuzija tvari uzrokovana gradijentom temperature. Dufourov efekt predstavlja dodatni prijelaz topline uzrokovan gradijentom koncentracije tvari, te ukoliko se uzima u obzir, predstavlja dodatni član u energetskoj jednadžbi, izražen preko brzina difuzije

$$\Re T \sum_{i=1}^{N} \sum_{j=1}^{N} \left(\frac{X_j a_i}{M_i D_{ij}} \right) \left(V_i - V_j \right) \tag{7.24}$$

gdje su $\Re$ opća plinska konstanta $\Re$ = 8 314 J/(kmolK), X_j molni udio kemijske vrste *j*, a_i koeficijent temperaturne vodljivosti kemijske vrste *i* u [m^2/s], M_i molekularna masa kemijske vrste *i* u [kg/kmol], D_{ij} koeficijent binarne difuzije u [m^2/s], V_i brzina difuzije kemijske vrste *i* u [m/s].

Međutim, u većini slučajeva Dufourov efekt je tako mali da se može zanemariti, čak i u slučaju kada se termodifuzija ne može zanemariti.

Ukoliko se srednja brzina u_k neke komponente *k* razlikuje od srednje brzine mješavine *u*, tada postoji relativni maseni fluks $\rho_k V_k$ komponente *k*. Ta komponenta *k* nosi prolaskom preko površine dodatnu entalpiju $h_k \rho_k V_k = \rho h_k Y_k V_k$. Ukupna entalpija svih kemijskih vrsta po jedinici površini i u jedinici vremena iznosi prema tome $\rho \sum_{k=1}^{N} h_k Y_k V_k$ i javlja se kao dodatni član u energetskoj jednadžbi uzrokovan procesima difuzije kod binarnih i višekomponentnih sustava.

7.1.4 Kemijska kinetika

Neki kemijski sustav sastavljen od $k = 1, 2, \ldots N$ kemijskih vrsta, koji ima $r = 1, 2, \ldots N_\mathrm{r}$ reakcija može se općenito prikazati:

$$\sum_{k=1}^{N} \nu'_{kr} \Upsilon_k \underset{k_\mathrm{br}}{\overset{k_\mathrm{fr}}{\rightleftarrows}} \sum_{k=1}^{N} \nu''_{kr} \Upsilon_k \tag{7.25}$$

Υ_k predstavlja kemijsku vrstu uključenu u elementarnu kemijsku reakciju r dok ν'_{kr} i ν''_{kr} predstavljaju stehiometrijske koeficijente te reakcije. k_fr i k_br predstavljaju koeficijente reakcije l prema unaprijed (engl. *forward*) odnosno unatrag (engl. *backward*).

Brzina elementarne reakcije l računa se prema:

$$\Omega_r = k_\mathrm{fr} \prod_{k=1}^{N} \left[X_k\right]^{\nu'_{kr}} - k_\mathrm{br} \prod_{k=1}^{N} \left[X_k\right]^{\nu''_{kr}} \tag{7.26}$$

Izvorni član pojedine kemijske vrste ω_k računa se prema:

$$\omega_k = M_k \sum_{r=1}^{N_\mathrm{r}} \left[\left(\nu''_{kr} - \nu'_{kr}\right) \Omega_r \right] \tag{7.27}$$

$$\omega_k = M_k \sum_{r=1}^{N_r} \left[\left(\nu''_{kr} - \nu'_{kr}\right) \left(k_{fr} \prod_{k=1}^{N} \left[X_k\right]^{\nu'_{kr}} - k_{br} \prod_{k=1}^{N} \left[X_k\right]^{\nu''_{kr}} \right) \right] \tag{7.28}$$

Zbog očuvanja mase, suma izvorskih članova za sve kemijske vrste jednaka je nuli, tj.

$$\sum_{k=1}^{N} \omega_k = 0 \tag{7.29}$$

Koeficijenti reakcije prema naprijed k_fr, koji su čista funkcija temperature, dobivaju se iz proširenog Arrheniusovog izraza:

$$k_\mathrm{fr} = \underbrace{A_r T^{\beta_r}}_{k_{1r}} \underbrace{\exp\left(-\frac{E_r}{\Re T} \right)}_{k_{2r}} \tag{7.30}$$

Koeficijenti A_r, β_r i $\mathrm{E_r}$ zadani su za svaku elementarnu reakciju u kemijskom mehanizmu. E_r označava energiju aktivacije. U prvotnoj formulaciji Arrheniusovog izraza član k_1r promatran je kao konstanta.

Koeficijenti reakcije prema unatrag k_br povezani su s koeficijentima prema unaprijed preko ravnotežnih konstanti K_cr :

$$K_\mathrm{cr} = \frac{k_\mathrm{fr}}{k_\mathrm{br}} = \prod_{k=1}^{N} \left[X_{k,e} \right]^{\left(\nu''_{kr} - \nu'_{kr}\right)} \tag{7.31}$$

7.2 JEDNADŽBE ODRŽANJA KOD STRUJANJA S KEMIJSKOM REAKCIJOM

Postoje tri glavne razlike između uobičajenih Navier-Stokesovih jednadžbi za strujanja bez reakcija i jednadžba održanja u slučaju strujanja s kemijskom reakcijom, kako slijedi:

- dimni plinovi nastali kemijskom reakcijom izgaranja, predstavljaju neizotermnu mješavinu različitih kemijskih vrsta (ugljikovodici, kisik, vodena para, ugljični dioksid itd.) i svaka od njih se mora pratiti pojedinačno. Toplinska svojstva su također složenija u usporedbi sa strujanjem bez odvijanja kemijske reakcije, jer se npr. specifični toplinski kapacitet značajno mijenja s temperaturom i sa sastavom dimnih plinova,
- kemijske vrste reagiraju kemijski, te brzina pri kojoj se odvijaju te reakcije zahtjeva posebno modeliranje,
- s obzirom na to da su dimni plinovi mješavina plinova, transportni koeficijent (koeficijent toplinske vodljivosti, koeficijent difuzije, viskoznost itd.) iziskuju posebnu pozornost.

Jednadžbe održanja u slučaju strujanja s kemijskom reakcijom navedene su u [45], a njihovi detaljni izvodi mogu se naći u [21].

7.2.1 Jednadžba održanja mase

Jednadžba održanja mase ili jednadžba kontinuiteta piše se kako slijedi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\right) = S_{\mathrm{m,kap}} \tag{7.32}$$

$S_{\mathrm{m,kap}}$ se pojavljuje kao izvor mase u jednadžbi kontinuiteta plinske faze i predstavlja masu goriva isparenu i predanu plinskoj fazi.

7.2.2 Jednadžba transporta kemijske vrste

Jednadžba transporta kemijske vrste k za nestacionarno strujanje ima općeniti oblik:

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho_k u_{k,i}\right) = \omega_k + S_{m,k} \tag{7.33}$$

ω_k u [kg/(m^{3}s)] predstavlja brzinu nastajanja kemijske vrste k uslijed kemijskih reakcija, a $S_{m,k}$ brzina nastajanja uslijed pritjecanja mase kemijske vrste k iz diskretne faze (kapljice goriva).

Uvrste li se poznate relacije za gustoću kemijske vrste $\rho_k = \rho Y_k$ i brzina kemijske vrste *k* u odnosu na fiksni koordinatni sustav $u_{k,i} = u_i + V_{k,i}$ dobiva se:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho Y_k\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\rho Y_k \left(u_i + V_{k,i}\right)\right] = \omega_k + S_{m,k} \tag{7.34}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho Y_k\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho Y_k u_i\right) = -\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho Y_k V_{k,i}\right) + \omega_k + S_{m,k} \tag{7.35}$$

uvrštavanjem izraza za masenu brzina difuzije $V_{k,i}$.

$$V_{k,i} = -\frac{D_k}{Y_k}\frac{\partial Y_k}{\partial x_i}, \tag{7.36}$$

gdje je D_k koeficijent difuzije kemijske vrste *k* u smjesu, slijedi

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho Y_k\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho Y_k u_i\right) = -\frac{\partial}{\partial x_i}\left(-\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i}\right) + \omega_k + S_{m,k} \tag{7.37}$$

Član $\left(-\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i}\right)$ predstavlja difuzijski tok kemijske vrste *k* $J_{k,i}$ definiran Fickovim zakonom difuzije:

$$J_{k,i} = -\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \tag{7.38}$$

Konačni oblik jednadžba transporta kemijske vrste *k* za nestacionarno strujanje:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho Y_k\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho Y_k u_i\right) = -\frac{\partial J_{k,i}}{\partial x_i} + \omega_k + S_{m,k} \tag{7.39}$$

Problem leži u osrednjavanju izvornog člana ω_k. Metoda kojom se na zadovoljavajući način izbjegava problem osrednjavanja izvornog člana je metoda funkcije gustoće vjerojatnosti (engl. *probability density function, PDF*).

7.2.3 Jednadžba održanja količine gibanja

Brzina promjene količine gibanja čestice fluida koja se giba jednaka je, prema drugom Newtonovom zakonu, sumi površinskih i volumnih sila koje djeluju na tu česticu.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}+\rho\sum_{k=1}^{N}Y_k f_{k,i}+S_{f,kap,i} \tag{7.40}$$

Prvi član na desnoj strani jednadžbe predstavlja površinske sile koje djeluju na fluid, drugi član predstavlja sile koje djeluju na nastale kemijske vrste pri čemu je $f_{k,i}$ sila po jedinici mase koja djeluje na kemijsku vrstu k i treći član $S_{f,kap,i}$ označava vanjsku silu koja proizlazi iz interakcije s diskretnom fazom.

Tenzor naprezanja σ_{ij}, definiran Newtonovim zakonom viskoznosti, može se rastaviti na normalne i tangencijalne komponente:

$$\sigma_{ij}=\begin{pmatrix}\sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13}\\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23}\\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33}\end{pmatrix}=-p\delta_{ij}+\tau_{ij} \tag{7.41}$$

pa slijedi

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}+\rho\sum_{k=1}^{N}Y_k f_{k,i}+S_{f,kap,i} \tag{7.42}$$

Tenzor viskoznih naprezanja τ_{ij} iznosi:

$$\tau_{ij}=2\mu S_{ij}-\frac{2}{3}\mu S_{kk}\delta_{ij} \tag{7.43}$$

$$\tau_{ij}=\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \tag{7.44}$$

Uz tenzor brzine deformacije strujanja fluida S_{ij}

$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\qquad S_{kk}=\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \tag{7.45}$$

i Stokesov odnos $2\mu+3\mu_{\mathrm{v}}=0\ \rightarrow\ \frac{2}{3}\mu+\mu_{\mathrm{v}}=0$ tenzor viskoznih naprezanja τ_{ij} iznosi:

$$\tau_{ij}=\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\left(\frac{2}{3}\mu+\mu_{\mathrm{v}}\right)\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \tag{7.46}$$

gdje je μ_{v} dinamički koeficijent volumenske viskoznosti. Ukoliko se radi o strujanju nestlačivog fluida zadnji član u jednadžbi (7.46) nestaje.

Uvrštavanjem Newtonovog zakona viskoznosti u jednadžbu količine gibanja dobiva se Navier-Stokesova jednadžba za nestacionarno strujanje stlačivog fluida:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+$$

$$+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\left(\frac{2}{3}\mu+\mu_{\mathrm{v}}\right)\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right]+\rho\sum_{k=1}^{N}Y_k f_{k,i}+S_{f,kap,i} \qquad (7.47)$$

Unatoč tome što se u jednadžbi održanja količine gibanja eksplicitno ne javlja dodatni član uslijed kemijske reakcije, izgaranje utječe na samu sliku strujanja. Posljedica naglih promjena temperatura u omjerima od 1:8 do 1:10, je naime jaka promjena vrijednosti dinamičke viskoznosti μ. Također se i gustoća mijenja s temperaturom, te je njezino smanjivanje s porastom temperature ($\rho \sim 1/T$) uzrokom povećanja brzina. Kao posljedica navedenog, lokalni Reynoldsov broj se mijenja više nego kod strujanja bez reakcije. Unatoč tome što je jednadžba održanja količine gibanja ista za strujanja s i bez reakcije, slike strujanja poprilično se razlikuju.

7.2.4 Energetska jednadžba

Jednadžba očuvanja energije iziskuje najviše pažnje jer postoji više oblika. Energetska jednadžbe definirana pomoću ukupne energije e_{t} glasi:

$$\rho\frac{\mathrm{D}e_{\mathrm{t}}}{\mathrm{D}t}=\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho e_{\mathrm{t}}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i e_{\mathrm{t}}\right)=-\frac{\partial q_i}{\partial x_i}+\frac{\partial\left(\sigma_{ij}u_i\right)}{\partial x_j}+\rho\sum_{k=1}^{N}Y_k f_{k,i}\left(u_i+V_{k,i}\right)+S_{\mathrm{h}} \qquad (7.48)$$

Prvi član na desnoj strani jednadžbe (7.48) predstavlja transport energije provođenjem (kondukcijom), difuzijom kemijske tvari i eventualno Dufourovim efektom. Tako se vektor ukupnog toplinskog toka q_i sastoji se, osim od člana kondukcije definiranog Fourierovim zakonom provođenja i od ukupne entalpije uzrokovane difuzijom, te od dodatnog toplinskog toka uzrokovanog gradijentom koncentracije (Dufourov efekt):

$$q_i=-\lambda\frac{\partial T}{\partial x_i}+\rho\sum_{k=1}^{N}h_k Y_k V_{k,i}+\cancel{\Re T\sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{N}\left(\frac{X_j a_i}{M_i D_{ij}}\right)\left(V_i-V_j\right)} \qquad (7.49)$$

Kao što je već napomenuto, Dufourov efekt je tako mali da se može zanemariti.

Drugi član jednadžbe (7.48) predstavlja transport energije viskoznom disipacijom, treći član se javlja uslijed volumnih sila $f_{k,i}$ koje djeluju na kemijsku vrstu k, koja se giba brzinom $u_{k,i}=u_i+V_{k,i}$ u odnosu na fiksni koordinatni sustav, te posljednji četvrti član obuhvaća izvore topline uslijed zračenja, kemijskih reakcija, te izmjenu topline s diskretnom fazom.

Da bi se energetska jednadžba definirala pomoću ukupne entalpije h_t počinje se od izraza za ukupnu energiju

$$e_\mathrm{t} = h_\mathrm{t} - \frac{p}{\rho} \tag{7.50}$$

Pri tome vrijedi

$$\rho\frac{De_\mathrm{t}}{Dt} = \rho\frac{D\left(h_\mathrm{t} - \frac{p}{\rho}\right)}{Dt} = \rho\left[\frac{\mathrm{D}h_\mathrm{t}}{\mathrm{D}t} - \frac{\mathrm{D}\left(\frac{p}{\rho}\right)}{\mathrm{D}t}\right] = \rho\left[\frac{\mathrm{D}h_\mathrm{t}}{\mathrm{d}t} - \frac{1}{\rho}\frac{\mathrm{D}p}{\mathrm{D}t} - p\frac{\mathrm{D}\left(\frac{1}{\rho}\right)}{\mathrm{D}t}\right]$$

$$= \rho\frac{\mathrm{D}h_t}{\mathrm{D}t} - \frac{\mathrm{D}p}{\mathrm{D}t} - p\rho\frac{\mathrm{D}\left(\frac{1}{\rho}\right)}{\mathrm{D}t} = \rho\frac{\mathrm{D}h_t}{\mathrm{D}t} - \frac{\mathrm{D}p}{\mathrm{D}t} - p\frac{\mathrm{D}\left(\frac{\rho}{\rho}\right)}{\mathrm{D}t}$$

$$= \rho\frac{\mathrm{D}h_t}{\mathrm{D}t} - \frac{\mathrm{D}p}{\mathrm{D}t} - p\left[\frac{\cancel{\partial\frac{\rho}{\rho}}}{\cancel{\partial t}} + \frac{\partial\left(\frac{\rho}{\rho}u_i\right)}{\partial x_i}\right]$$

$$\rho\frac{\mathrm{D}e_t}{\mathrm{D}t} = \rho\frac{\mathrm{D}h_t}{\mathrm{D}t} - \frac{\mathrm{D}p}{\mathrm{D}t} - p\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \tag{7.51}$$

S obzirom na to da je tenzor naprezanja definiran izrazom $\sigma_{ij} = \tau_{ij} - p\delta_{ij}$ vrijedi

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\sigma_{ij}u_i\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\tau_{ij}u_i - pu_i\delta_{ij}\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\tau_{ij}u_i\right) - \frac{\partial}{\partial x_i}\left(pu_i\right) \tag{7.52}$$

Uvrštavanjem jednadžbi (7.51) i (7.52) u jednadžbu (7.48) dobiva se energetska jednadžba definirana pomoću ukupne entalpije h_t:

$$\rho\frac{\mathrm{D}h_t}{\mathrm{D}t} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho h_t\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i h_t\right) = \frac{\mathrm{D}p}{\mathrm{D}t} + p\frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial\left(\tau_{ij}u_i\right)}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i}\left(pu_i\right) +$$

$$+\rho\sum_{k=1}^{N} Y_k f_{k,i}\left(u_i + V_{k,i}\right) + S_\mathrm{h} \tag{7.53}$$

$$= \frac{\partial p}{\partial t} + u_i\cancel{\frac{\partial p}{\partial x_i}} + p\cancel{\frac{\partial u_i}{\partial x_i}} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial\left(\tau_{ij}u_i\right)}{\partial x_j} - \cancel{p\frac{\partial u_i}{\partial x_i}} - \cancel{u_i\frac{\partial p}{\partial x_i}} +$$

$$+\rho\sum_{k=1}^{N} Y_k f_{k,i}\left(u_i + V_{k,i}\right) + S_\mathrm{h} \tag{7.54}$$

$$\rho\frac{\mathrm{D}h_t}{\mathrm{D}t} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho h_t\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i h_t\right) = \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial\left(\tau_{ij}u_i\right)}{\partial x_j} + \rho\sum_{k=1}^{N} Y_k f_{k,i}\left(u_i + V_{k,i}\right) + S_\mathrm{h} \tag{7.55}$$

U slučaju nepredmiješanog izgaranja Fluent [13] rješava energetsku jednadžbu izraženu preko totalne entalpije u slijedećem obliku:

$$\rho\frac{\mathrm{D}h_\mathrm{t}}{\mathrm{D}t}=\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho h_\mathrm{t}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i h_\mathrm{t}\right)=\cancel{\frac{\partial p}{\partial t}}-\frac{\partial q_i}{\partial x_i}+\cancel{\frac{\partial\left(\tau_{ij}u_i\right)}{\partial x_j}}+\cancel{\rho\sum_{k=1}^{N}Y_k f_{k,i}\left(u_i+V_{k,i}\right)}+S_\mathrm{h} \quad (7.56)$$

$$\rho\frac{\mathrm{D}h_\mathrm{t}}{\mathrm{D}t}=\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho h_\mathrm{t}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i h_\mathrm{t}\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda_\mathrm{t}\frac{\partial T}{\partial x_i}\right)+S_\mathrm{h} \quad (7.57)$$

$$\rho\frac{\mathrm{D}h_\mathrm{t}}{\mathrm{D}t}=\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho h_\mathrm{t}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i h_\mathrm{t}\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\lambda_\mathrm{t}}{c_p}\frac{\partial h_\mathrm{t}}{\partial x_i}\right)+S_\mathrm{h} \quad (7.58)$$

gdje je λ_t turbulentni koeficijent toplinske vodljivosti.

Pod pretpostavkom jednake difuzivnosti kemijskih vrsta odnosno ukoliko je Lewisov broj $Le = 1$ efekti prijenosa topline kondukcijom i difuzijom kemijskih vrsta kombinirani su zajedno u prvi član na desnoj strani jednadžbe (7.58). Također, član viskozne disipacije i promjena tlaka, te član koji se javlja uslijed volumnih sila $f_{k,i}$ mogu se zanemariti u odnosu na druge mehanizme prijenosa topline u slučaju izgaranja. Izvorni član S_h u jednadžbi (7.58) obuhvaća izvore topline uslijed zračenja i izmjene topline s diskretnom fazom, a ne sadržava više izvor topline uslijed kemijskih reakcija, s obzirom na to da je on uključen u samu definiciju totalne entalpije pomoću specifične entalpije formacije $h_{f,k}^0$ kemijske vrste k.

7.3 MODEL TURBULENCIJE

7.3.1 Općenito

Poprilično veliki izazov kod simulacija strujanja i izgaranja leži upravo u istraživanju i opisu turbulencije. Turbulentna strujanja se očituju prividno slučajnim, nepravilnim i kaotičnim ponašanjem. Red veličina nastalih vrtloga može biti veoma različiti. U najznačajnije karakteristike turbulentnog strujanja, u usporedbi s laminarnim strujanjem, spada značajno povećane vrijednosti difuzije, viskoznosti i provođenja topline. Često puta upravo turbulencija osigurava dobro miješanje i izgaranje. Turbulentna strujanja su uvijek disipativna, čime se povećava unutarnja energija strujanja o trošku turbulentne kinetičke energije. Karakteristično obilježje turbulencije je njezina trodimenzijska struktura vrtloga. Konvektivni članovi u impulsnoj jednadžbi uzrokuju kod turbulentnih strujanja trodimenzijsko vrtloženje. Pri tome nastaju vrtložne strujnice, koje se mogu prenositi, širiti ili pomoću viskoznih utjecaja razgraditi.

Turbulentno strujanje se javlja samo kada nelinearne konvektivne sile u usporedbi s viskoznim silama nadilaze kritičnu vrijednost Reynoldsovog broja. Ispod kritičnog Reynoldsovog broja sve nestabilnosti su pomoću viskoznih utjecaja prigušene. Ukoliko se prijeđe kritični Reynoldsov broj, dolazi do poticanja turbulencije. Nastaju veliki, nestabilni vrtlozi, koji opet proizvode manje vrtloge.

Turbulentno izgaranje rezultat je međusobne interakcije kemije i turbulencije. Kad je plamen izložen turbulentnom strujanju, turbulencija je modificirana od strane izgaranja, jer dolazi do jakog ubrzanja strujanja kroz frontu plamena uslijed oslobađanja topline izgaranja, te do velikih promjena kinematičke viskoznosti povezane s promjenama temperatura. Na ovakav način može se generirati turbulencija (engl. *flame generated turbulence*) ili se može prigušiti. S druge strane turbulencija mijenja strukturu plamena, što može imati za posljedicu povećanje kemijske reakcije, ali također u ekstremnom slučajevima može kompletno inhibirati kemijsku reakciju, te uzrokovati gašenje plamena.

Opis procesa turbulentnog izgaranja koristeći računalnu dinamiku fluida CFD moguć je na slijedeća tri načina:

- RANS (engl. *Reynolds Averaged Navier Stokes*) – s obzirom na to da sve veličine poput brzine, tlaka i temperature predstavljaju trenutne vrijednosti u nekom vremenskom trenutku, problemi opisivanja turbulentnih strujanja rješavaju se statističkim osrednjavanjem veličina u fiksnoj točci prostora nužnim za numeričku analizu turbulentnog strujanja. Takav pristup podrazumijeva razdvajanje trenutne vrijednosti neke veličine na njezin statistički u vremenu osrednjeni i pulsirajući dio. Tako osrednjene jednadžbe održanja iziskuju model turbulencije koji se bavi dinamikom strujanja u kombinaciji s modelom turbulentnog izgaranja kojim se opisuje konverzija kemijskih vrsta i toplina oslobođena izgaranjem. Temperatura predviđena RANSom kod stabiliziranog plamena u nekoj točci prostora poprima konstantu vrijednost.
- LES (engl. *Large Eddy Simulation*) tj. modeliranje velikih vrtloga predstavlja pristup u kome se veliki vrtlozi računaju numerički, a mali vrtlozi manji od rastera numeričke mreže modeliraju se matematički. Takav postupak opravdan je pretpostavkom da su veliki vrtlozi direktno povezani s numeričkim rubnim uvjetima, te da oni nose glavninu Reynoldsovih naprezanja. Mali vrtlozi su za red veličine manje značajni obzirom na ukupna Reynoldsova naprezanja, više izotropni i stoga pogodniji za matematičko modeliranje. S obzirom na to da se u LES pristupu mali vrtlozi direktno ne računaju nego matematički modeliraju, dovoljna je znatno grublja mreža.
- DNS (engl. *Direct Numerical Simulation*) predstavlja kompletno 3D i o vremenu ovisno rješavanje Navier-Stokesovih jednadžbi i jednadžbi očuvanja. Ovakvo direktno rješavanje je proračunski izuzetno zahtjevno i za sada neupotrebljivo za rješavanje općenitih inženjerskih problema. Razvoj jakih paralelnih računala i povećanje memorijskih mogućnosti računala vjerojatno će omogućiti u budućnosti veću primjenu ovakvog pristupa.

Obzirom na činjenicu da su DNS i LES pristup još uvijek računski dosta zahtjevni, u tretiranju problema turbulencije danas su najpopularniji RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) modeli. Najkorišteniji RANS modeli su tzv. $k - \varepsilon$ model i $k - \omega$ model. Porastom snage računala, tj. zamahom paralelnih računala visokih performansi i daljnjim razvojem računalne numerike, sve više na važnosti dobivaju i hibridni numerički modeli, a pogotovo spajanje RANS i LES modela pri modeliranju turbulencije.

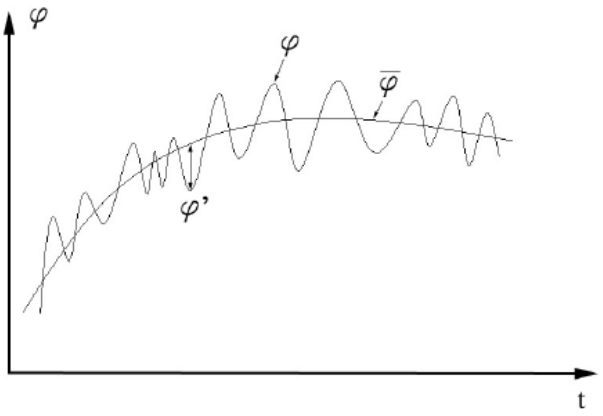
7.3.2 Reynoldsovo i Favreovo osrednjavanje

S obzirom na to da je DNS još uvijek računalno preskup, u praktičnim slučajevima se koristi pristup rješavanja osrednjenih jednadžbi. Postoje dvije vrste osrednjavanja:

1. Reynoldsovo (konvencionalno vremensko osrednjavanje) osrednjavanje
2. Favreovo osrednjavanje (maseno osrednjavanje)

Prema Reynoldsu (1895) neka fizikalna veličina φ može se rastaviti na srednju $\overline{\varphi}$ i fluktuirajuću komponentu φ' (slika 7.2):

$$\varphi = \overline{\varphi} + \varphi' \tag{7.59}$$



Slika 7.2 Osrednjeni profil neke veličine φ

pri čemu je, ukoliko se provede konvencionalno vremensko osrednjavanje po Reynoldsu:

$$\overline{\varphi}(\boldsymbol{x}, t) = \frac{1}{T}\int_{t_0}^{t_0+T} \varphi(\boldsymbol{x}, t)\,\mathrm{d}t \tag{7.60}$$

Prema definiciji je srednja vrijednost Reynoldsove fluktuirajuće komponente jednaka nuli:

$$\overline{\varphi'} = 0 \tag{7.61}$$

Pravila koja vrijede kod Reynoldsovog osrednjavanja, ukoliko su φ i η dvije zavisne varijable, a s nezavisna varijabla:

$$\overline{\overline{\varphi}} = \overline{\varphi} \tag{7.62}$$

$$\overline{\varphi + \eta} = \overline{\varphi} + \overline{\eta} \tag{7.63}$$

$$\overline{\overline{\varphi}\,\eta} = \overline{\varphi}\;\overline{\eta} \tag{7.64}$$

$$\overline{\varphi\eta} = \overline{\varphi}\,\overline{\eta} + \overline{\varphi'\eta'} \tag{7.65}$$

$$\overline{\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}s}} = \frac{\mathrm{d}\overline{\varphi}}{\mathrm{d}s} \tag{7.66}$$

$$\overline{\int \varphi\,\mathrm{d}s} = \int \overline{\varphi}\,\mathrm{d}s \tag{7.67}$$

Tako npr. jednadžba kontinuiteta osrednjena prema Reynoldsu poprima slijedeći oblik:

$$\overline{\frac{\partial \rho}{\partial t}} + \frac{\partial}{\partial x_i}\overline{(\rho u_i)} = \overline{S_{\mathrm{m,kap}}} \tag{7.68}$$

$$\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{\rho}\,\overline{u_i}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\rho' u_i'}}{\partial x_i} = \overline{S_{\mathrm{m,kap}}} \tag{7.69}$$

Reynoldsovim osrednjavanjem jednadžbe kontinuiteta dobiva se dodatni član $(\partial / \partial x_i)\overline{(\rho' u_i')}$ koji se mora modelirati.

Reynoldsovo osrednjavanje svih veličina sustava jednadžbi obično se primjenjuje kod inertnog fluida i konstantne gustoće. Kod stlačivog strujanja, kod strujanja kod kojeg dolazi do jake promjene temperature ili do kemijske reakcije, prikladniji način osrednjavanja predložio je Favre (1965) prema

$$\varphi = \widetilde{\varphi} + \varphi'' \tag{7.70}$$

pri čemu je Favreova srednja vrijednost $\widetilde{\varphi}$ definirana kao:

$$\widetilde{\varphi} = \frac{\overline{\rho\varphi}}{\overline{\rho}} \qquad \rightarrow \qquad \overline{\rho\varphi} = \overline{\rho}\,\widetilde{\varphi} \tag{7.71}$$

i vremensko osrednjavanje po Favreu:

$$\widetilde{\varphi}(\boldsymbol{x}, t) = \frac{1}{\overline{\rho}(\boldsymbol{x}, t)} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \rho(\boldsymbol{x}, t)\, \varphi(\boldsymbol{x}, t)\, \mathrm{d}t \tag{7.72}$$

pri čemu je gustoća $\overline{\rho}$ osrednjena prema Reynoldsu.

U jednadžbi kontinuiteta osrednjenoj prema Favreu ne javlja se dodatni član kao što je to bilo u slučaju Reynoldsovog osrednjavanja:

$$\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{\rho}\,\widetilde{u_i}}{\partial x_i} = \overline{S_{m,kap}} \tag{7.73}$$

U slučaju Favreovog osrednjavanja vrijedi:

$$\overline{\varphi''} \neq 0 \tag{7.74}$$

$$\overline{\rho\varphi''} = 0 \tag{7.75}$$

$$\widetilde{\varphi''} = 0 \tag{7.76}$$

S obzirom na to da se kod osrednjenih transportnih jednadžbi dosta članova javlja u obliku $\overline{\rho\varphi''}$, Favreovim osrednjavanjem reducira se broj članova. Favreovo osrednajvanje proizašlo je iz matematičkog stajališta, te nema fizikalno značenja. Prema [46] kod numeričkih simulacija izgaranja Reynoldsovo osrednjavanje primjenjuje se za veličine gustoću ρ i tlak p, a ostale veličine se osrednjavaju prema Favreu.

$$\rho = \overline{\rho} + \rho' \qquad \rho(x_i, t) = \overline{\rho(x_i)} + \rho'(x_i, t) \tag{7.77}$$

$$p = \overline{p} + p' \qquad p(x_i, t) = \overline{p(x_i)} + p'(x_i, t) \tag{7.78}$$

$$q = \overline{q} + q' \qquad q(x_i, t) = \overline{q(x_i)} + q'(x_i, t) \tag{7.79}$$

$$\omega_k = \overline{\omega_k} + \omega_k' \qquad \omega_k(x_i, t) = \widetilde{\omega_k}(x_i) + \omega_k''(x_i, t) \tag{7.80}$$

$$u_i = \widetilde{u_i} + u_i'' \qquad u_i(x_i, t) = \widetilde{u_i}(x_i) + u_i''(x_i, t) \tag{7.81}$$

$$Y_k = \widetilde{Y_k} + Y_k'' \qquad Y_k(x_i, t) = \widetilde{Y_k}(x_i) + Y_k''(x_i, t) \tag{7.82}$$

$$h = \tilde{h} + h'' \qquad h(x_i, t) = \tilde{h}(x_i) + h''(x_i, t) \tag{7.83}$$

$$T = \widetilde{T} + T'' \qquad T(x_i, t) = \widetilde{T}(x_i) + T''(x_i, t) \tag{7.84}$$

Razlika srednje vrijednosti neke veličine φ prema Favreu $\tilde{\varphi}$ i srednje vrijednosti prema Reynoldsu $\overline{\varphi}$ dana je slijedećim izrazom [21]:

$$\tilde{\varphi} - \overline{\varphi} = \frac{\overline{\rho'\varphi'}}{\overline{\rho}} \tag{7.85}$$

7.3.3 Osrednjavanje jednadžba održanja

Rastavljanjem trenutne vrijednosti svih zavisnih veličina na srednju i fluktuirajuću vrijednost prema Reynoldsu odnosno Favreu, uvrštavanjem u trenutne jednadžbe i osrednjavanjem dobivaju se osrednjene Navier-Stokesove jednadžbe po Reynoldsu (engl. *RANS –Reynolds Averaged Navier-Stokes equations*).

Osrednjena jednadžba kontinuiteta:

$$\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho}\widetilde{u_i}\right)=\overline{S_{\mathrm{m,kap}}} \tag{7.86}$$

Osrednjena jednadžba transporta kemijske vrste:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\overline{\rho}\widetilde{Y_k}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho}\widetilde{Y_k}\widetilde{u_i}+\boxed{\overline{\rho}\widetilde{Y_k''u_i''}}\right)=-\frac{\partial \overline{J_{k,i}}}{\partial x_i}+\overline{\omega_k}+\overline{S_{m,k}} \tag{7.87}$$

Osrednjena jednadžba održanja količine gibanja u skraćenom obliku:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\overline{\rho}\widetilde{u_i}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\rho}\widetilde{u_i}\widetilde{u_j}+\boxed{\overline{\rho}\widetilde{u_i''u_j''}}\right)=-\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial \overline{\tau_{ij}}}{\partial x_j}+\overline{\rho\sum_{k=1}^{N}Y_k f_{k,i}}+\overline{S_{f,kap,i}} \tag{7.88}$$

odnosno proširenom obliku

$$\begin{aligned}&\frac{\partial}{\partial t}\left(\overline{\rho}\widetilde{u_i}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\rho}\widetilde{u_i}\widetilde{u_j}+\boxed{\overline{\rho}\widetilde{u_i''u_j''}}\right)=-\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i}+\\&+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_i}\right)-\left(\frac{2}{3}\mu+\mu_{\mathrm{v}}\right)\frac{\partial \widetilde{u_k}}{\partial x_k}\delta_{ij}\right]+\overline{\rho\sum_{k=1}^{N}Y_k f_{k,i}}+\overline{S_{f,kap,i}}\end{aligned} \tag{7.89}$$

Osrednjena energetska jednadžba:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\overline{\rho}\widetilde{h_{\mathrm{t}}}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho}\widetilde{u_i}\widetilde{h_{\mathrm{t}}}+\boxed{\overline{\rho}\widetilde{u_i''h_{\mathrm{t}}''}}\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\lambda_{\mathrm{t}}}{c_p}\frac{\partial \widetilde{h_{\mathrm{t}}}}{\partial x_i}\right)+\overline{S_{\mathrm{h}}} \tag{7.90}$$

Iz dobivenih RANS-ovih jednadžbi vidljivo je, da svaka osrednjena jednadžba, izuzev jednadžbe kontinuiteta, sadrži jedan dodatni član odnosno korelaciju, kako slijedi:

- Reynoldsov transport kemijske vrste $\overline{\rho}\widetilde{Y_k''u_i''}$ u osrednjenoj jednadžbi transporta kemijske vrste (7.87)
- Reynoldsova naprezanja $\overline{\rho}\widetilde{u_i''u_j''}$ u osrednjenoj jednadžbi održanja količine gibanja (7.88)
- Reynoldsovi toplinski tokovi $\overline{\rho}\widetilde{u_i''h''}$ u energetskoj jednadžbi (7.90)

Zadatak modela turbulencije je modelirati korelacije nastale osrednjavanjem jednadžba održanja.

Turbulentno strujanje s kemijskom reakcijom predstavlja kompleksnu pojavu uslijed kontinuiranih fluktuacija gustoće, brzina, temperature, tlaka i koncentracije kemijskih vrsta, pri čemu vodeće jednadžbe održanja imaju složeni otvoreni oblik s obzirom na to da ima više nepoznanica od jednadžbi. Pristup rješavanju ovog problema može se općenito podijeliti na slijedeće metode:

1. metode momenata (uključuju korelacije i spektralne metode)
2. metode funkcije gustoće vjerojatnosti (engl. *Probability Density Function PDF*)
3. mješovite metode

Metode momenata se nisu značajno razvile kod problema izgaranja, jer se javljaju poteškoće prilikom modeliranja brzine nastajanja kemijske vrste k uslijed kemijskih reakcija ω_k [kg/(m^{3}s)], koja se javlja u jednadžbi transporta kemijske vrste. Metode funkcije gustoće vjerojatnosti koriste statistički opis turbulentnog polja zajedno s vodećim jednadžbama održanja.

7.3.4 Reynoldsova naprezanja

Najvažniji novonastali član u osrednjenim impulsnim jednadžbama su Reynoldsova naprezanja, koja se javljaju kao posljedica nelinearnog konvektivnog člana u trenutnim impulsnim jednadžbama. Reynoldsova naprezanja definirana su izrazom

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho}\,\widetilde{u_i'' u_j''} \tag{7.91}$$

gdje je $i, j = 1, 2, 3$, te predstavlja simetrični tenzor drugog reda.

Utjecaj turbulencije na polje brzina odražava se pomoću Reynoldsovih naprezanja, koja se označavaju kao naprezanja, jer su po svom djelovanju jednaka normalnim i tangencijalnim naprezanjima, iako je fizikalni uzrok drugačiji. Reynoldsova naprezanja uzrokuju transport impulsa uslijed turbulentnih fluktuacija, na koji indirektno utječu samo svojstva fluida. U turbulentnom području strujanja Reynoldsova naprezanja mogu po svom iznosu nadmašiti normalna i tangencijalna naprezanja za više redova veličina. Loš odnosno netočan proračun Reynoldsovih naprezanja utječe na miješanje i izgaranje na isti način kao i polje brzina. Stoga je od posebnog interesa način proračuna Reynoldsovih naprezanja.

7.3.5 Modeliranje turbulencije

Podjela modela turbulencije:

- algebarski modeli
  - Cebeci-Smith model
  - Baldwin-Lomax model
- modeli s jednom jednadžbom
  - Spallart-Almaras model
- modeli s dvije jednadžbe
  - k–ε model (standard, RNG, realizable)
  - k–ω model
- RST (engl. *Reynolds Stress Model*)
- LES (engl. *Large Eddy Simulation*)

Algebarski modeli, te modeli turbulencije s jednom odnosno dvije dodatne parcijalne diferencijalne jednadžbe zasnivaju se na Boussinesqovoj hipotezi, kojom su algebarski definirana Reynoldsova naprezanja kako slijedi:

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho}\,\widetilde{u_i'' u_j''} \approx 2\mu_t \tilde{S}_{ij} - \delta_{ij}\frac{2}{3}\left(\mu_t \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} + \overline{\rho} k\right) \tag{7.92}$$

Pretpostavljeno je da su Reynoldsova naprezanja proporcionalna osrednjenom tenzoru brzine deformacije.

$$\tilde{S}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{7.93}$$

Konstantna proporcionalnosti uvedena u Boussinesqovu hipotezu naziva se turbulentna viskoznost μ_t. Cilj modela turbulencije je određivanje turbulentne viskoznosti μ_t. Kod modela Spallart-Almaras rješava se samo jedna dodatna transportna jednadžba kojom se određuje turbulentna viskoznost μ_t. Kod modela turbulencije s dvije jednadžbe (k–ε i k–ω model) rješavaju se dvije dodatne transportne jednadžbe i to za turbulentnu kinetičku energiju k, te ili za disipaciju turbulentne kinetičke energije ε ili za ω, dok se turbulentna viskoznost μ_t računa kao funkcija k i ε.

Zbroj molekularne μ i turbulentne viskoznosti μ_t predstavlja efektivnu viskoznost μ_{ef} :

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t \tag{7.94}$$

Glavni nedostatak Boussinesqove hipoteze je pretpostavka da je μ_t izotropna skalarna veličina, pa se ne mogu obuhvatiti različiti anizotropni utjecaji ovisni o smjeru. Sama formula po kojoj se računa turbulentna viskoznost μ_t u principu je problematična kod vrtložnih strujanja, u slučaju složenih trodimenzijskih struktura vrtloga i u slučajevima s jakom rotacijom.

Alternativni model, koji se ne zasniva na Boussinesqovoj hipotezi, je RST model (engl. *Reynolds Stress Model*). Kod njega se rješavaju transportne jednadžbe posebno za svaki član Reynoldsovih naprezanja $\overline{\rho}\widetilde{u_i''u_j''}$, što znači da je u slučaju 2D strujanja potrebno riješiti dodatnih 5 jednadžbi, dok je u slučaju 3D strujanja potrebno riješiti dodatnih 7 transportnih jednadžbi. RSM model je bolji u slučajevima kod kojih anizotropnost turbulencije ima značajni utjecaj na osrednjeno strujanje. Primjeri gdje je poželjno koristiti RST model: strujanja u ciklonu, jaka vrtložna strujanja u ložištu, sekundarna strujanja uzrokovana naprezanjima u kanalima

Pregled modela turbulencije dan je u tablici 7.2.

Iz kratkog tabličnog opisa modela turbulencije u slučaju modeliranja izgaranja kod niskotemperaturnog kotla u obzir dolaze realistični k–ε model, RST i LES. S obzirom na to da su RST i LES računski zahtjevniji, kao najpogodniji model turbulencije na strani izgaranja odabran je realistični k–ε model. Realistični k–ε model izveden je iz standardnog k–ε modela, pa je potrebno predstaviti i standardni k–ε model. U nastavku slijedi opis tih modela. Standardni, RNG i realistični k–ε modeli međusobno se razlikuju u načinu računanja turbulentne viskoznosti μ_t, u vrijednostima turbulentnih Prandtlovih brojeva, te u članovima generiranja i destrukcije u ε jednadžbi.

Tablica 7.2 Pregled modela turbulencije

Modeli turbulencije	Broj PDJ*	Opis, prednosti i nedostaci
Algebarski modeli (Cebeci-Smith model, Baldwin-Lomax model)	0	Zasnivaju se na empiriji i koriste pojam Prandtlove duljine miješanja. Koriste se pretežno u teorijskoj analizi turbulencije. Ne mora se rješavati dodatna parcijalna diferencijalna jednadžba.
Spallart-Allmaras model	1	Razvijen specijalno za primjenu u zrakoplovstvu, koja uključuje strujanja s velikim brzinama oko stijenki
$k-\varepsilon$ **(standard)**	2	Najčešće korišten model. Njegove glavne prednosti su kratko vrijeme računanja, stabilnost, te prihvatljivi rezultati za mnoga strujanja. Ne preporuča se za izrazito vrtložna strujanja, kružne mlazove i u područjima s jakim odvajanjem strujanja.
$k-\varepsilon$ **RNG**	2	Modificirana verzija standardnog $k-\varepsilon$ modela, s poboljšanim rezultatima kod vrtložnih strujanja i odvajanja strujanja. Nije prikladan za kružne mlazove. Nije tako stabilan kao što je standardni $k-\varepsilon$ model.
$k-\varepsilon$ **Realizable**	2	Još jedna modificirana verzija standardnog $k-\varepsilon$ modela. U usporedbi s standardnim $k-\varepsilon$ modelom rješava ispravno strujanja u kružnim mlazovima, te daje znatno poboljšane rezultate za vrtložna strujanja i strujanja koja uključuju odvajanje. Stabilniji je od $k-\varepsilon$ RNG modela.
$k-\omega$ **model**	2	Preporuča se kod strujanja s malim Reynoldsovim brojem i kod nestacionarnih strujanja
RSM (Reynolds Stress Model)	5 (2D) 7 (3D)	Daje dobre rezultate za sve tipove strujanja uključujući vrtloženje, odvajanje, te kružne i planarne mlazove. Dulje vrijeme računanja u usporedbi s $k-\varepsilon$ modelima. Ne promatra μ_t kao izotropnu skalarnu veličinu.
LES (Large Eddy Simulation)		Daje odlične rezultate za sve sustave strujanja. LES rješava Navier-Stokesove jednadžbe za velika gibanja u strujanju, a modelira samo mala gibanja. Glavni nedostatak je da su traženi računski resursi znatno veći (često od 10 i do 100 puta) u usporedbi s RSM i $k-\varepsilon$ modelima i to uglavnom zbog toga što se svi proračuni izvode kao nestacionarni, te je potrebna gušća mreža da bi se omogućilo ispravno modeliranje turbulencije na stupnju sub-mreži male veličine.

* broj dodatnih parcijalnih diferencijalnih jednadžbi

7.3.6 Standardni $k-\varepsilon$ model

Standardni $k-\varepsilon$ model je poluempirijski model, kojeg su razvili Launder i Spalding, a temelji se na modelu transportnih jednadžbi za turbulentnu kinetičku energiju k i disipaciju turbulentne kinetičke energije ε. U izvodu $k-\varepsilon$ modela pretpostavljeno je da je strujanje potpuno turbulentno, te da su utjecaji molekularne viskoznosti μ zanemarivi. Iz tog razloga standardni $k-\varepsilon$ model može se primijeniti samo u slučaju turbulentnog strujanja.

Turbulentna viskoznost μ_t računa se prema:

$$\mu_\mathrm{t} = \overline{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{7.95}$$

gdje se turbulentna kinetička energija k i njena disipacija ε dobivaju iz transportnih jednadžbi:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\overline{\rho} k\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho}\tilde{u}_i k\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_\mathrm{t}}{\sigma_\mathrm{k}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + P_\mathrm{k} - \overline{\rho}\varepsilon \tag{7.96}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\overline{\rho} \varepsilon\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho}\tilde{u}_i \varepsilon\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_\mathrm{t}}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] + C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k} P_\mathrm{k} - C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{7.97}$$

Izvorni član P_k predstavlja produkciju turbulentne kinetičke energije i iznosi:

$$P_\mathrm{k} = -\overline{\rho}\,\widetilde{u_i'' u_j''}\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}, \tag{7.98}$$

a Reynoldsova naprezanja $\overline{\rho}\,\widetilde{u_i'' u_j''}$ određuju se prema Boussinesqovom izrazu.

Konstante $k-\varepsilon$ modela imaju slijedeće vrijednosti

$$C_\mu = 0,09\,,\ C_{\varepsilon 1} = 1,44\,,\ C_{\varepsilon 2} = 1,92\,,\ \sigma_\mathrm{k} = 1,0\,,\ \sigma_\varepsilon = 1,3\,, \tag{7.99}$$

a određene su eksperimentalno sa zrakom i vodom za slučajeve osnovnih turbulentnih strujanja.

7.3.7 Realistični k–ε model

Prednosti realističnog $k-\varepsilon$ modela nad standardnim $k-\varepsilon$ modelom su u boljem modeliranju širenja mlaza, strujanja koja uključuju jaku zakrivljenost strujnica, vrtloženje, granične slojeve s velikim gradijentima tlaka, te recirkulaciju. Naziv realistični naglašava, da model zadovoljava određena matematička ograničenja u pogledu normalnih naprezanja, konzistentna s fizikom turbulentnog strujanja.

Kombinacijom Boussinesqova izraza za Reynoldsova naprezanja i izraza za turbulentnu viskoznost dobiva se izraz za normalna Reynoldsova naprezanja kod osrednjenog nekompresibilnog strujanja:

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_{\mathrm{t}}\frac{\partial U}{\partial x} \tag{7.100}$$

Ukoliko je deformacija toliko velika da se prijeđe granična vrijednost

$$\frac{k}{\varepsilon}\frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_{\mu}} = \frac{1}{3\cdot 0,09} \approx 3,7 \tag{7.101}$$

normalno naprezanje $\overline{u^2}$, koje je po definiciji pozitivna veličina, postaje negativna, tj. nerealistična veličina. Nadalje, Schwartzova nejednakost za tangencijalna naprezanja $\overline{u_k u_l}^2 \le \overline{u_k^2 u_l^2}$ biti će narušena u slučaju velikih brzina deformacije.

Najjednostavniji način osiguranja realističnosti (pozitivna normalna naprezanja i poštivanje Schwartzove nejednakosti za tangencijalna naprezanja) je prikazivanje C_{μ} kao veličine funkcijski zavisne o osrednjenom toku i veličinama turbulencije (k i ε). Također, kod standardnog $k-\varepsilon$ modela transportna jednadžba za disipaciju turbulentne kinetičke energije pokazala se problematičnom u nekim slučajevima, pa ju je potrebno promijeniti.

Transportna jednadžba za turbulentnu kinetičku energiju k ne razlikuje se u odnosu na standardni $k-\varepsilon$ model, dok jednadžba za disipaciju ε poprima slijedeći oblik kod realističnog $k-\varepsilon$ modela:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\bar{\rho}\varepsilon\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\bar{\rho}\tilde{u}_i\varepsilon\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_{\mathrm{t}}}{\sigma_{\varepsilon}}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] + \bar{\rho}C_1 S\varepsilon - \bar{\rho}C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}} \tag{7.102}$$

gdje je

$$C_1 = \max\left[0,43, \frac{\eta}{\eta+5}\right],\quad \eta = S\frac{k}{\varepsilon},\quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{7.103}$$

Konstante realističnog $k-\varepsilon$ modela:

$$C_2 = 1,9\,,\ C_{\varepsilon 1} = 1,44\,,\ C_{\varepsilon 2} = 1,92\,,\ \sigma_{\mathrm{k}} = 1,0\,,\ \sigma_{\varepsilon} = 1,2 \tag{7.104}$$

Turbulentna viskoznost μ_{t} u slučaju realističnog $k-\varepsilon$ modela računa se također prema izrazu

$$\mu_{\mathrm{t}} = \bar{\rho} C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{7.105}$$

ali C_{μ} nije više konstanta, već se računa kao

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_0 + A_{\mathrm{s}} \dfrac{kU^*}{\varepsilon}} \tag{7.106}$$

gdje je

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \tag{7.107}$$

te

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k \tag{7.108}$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk} \omega_k \tag{7.109}$$

$\bar{\Omega}_{ij}$ je osrednjeni tenzor brzine rotacije s obzirom na koordinatni sustav koji rotira s kutnom brzinom ω_k. Konstante realističnog $k-\varepsilon$ modela A_0 i A_{s} iznose:

$$A_0 = 4,04\,, \quad A_{\mathrm{s}} = \sqrt{6} \cos\phi \tag{7.110}$$

gdje su redom

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}\left(\sqrt{6}\, W\right) \tag{7.111}$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3} \tag{7.112}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}}\,, \qquad S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{7.113}$$

C_{μ} je funkcija osrednjene deformacije i brzine rotacije, kutne brzine rotacije sustava, te turbulentnih veličina k i ε.

7.3.8 Turbulentni granični sloj

Ukoliko se u slučaju turbulentnog strujanja, kod kojeg dolazi do nepravilnog kaotičnog gibanja čestica fluida s jakim fluktuacijama brzine, promatraju makroskopska izmjena i procesi na molekularnom nivou, ukupno tangencijalno naprezanje jednako je sumi smičnih naprezanja definiranih Newtonovim zakonom viskoznosti i Reynoldsovih naprezanja:

$$\overline{\tau_{\text{uk}}} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} - \overline{\rho \widetilde{u_i'' u_j''}} \tag{7.114}$$

Opisani modeli turbulencije vrijede samo u području dovoljno daleko od stijenke, gdje turbulencija ima glavni utjecaj na izmjenu količine gibanja i topline i gdje se viskozni efekti mogu zanemariti odnosno gdje vrijedi

$$\overline{\tau_{\text{uk}}} = -\overline{\rho \widetilde{u_i'' u_j''}} \tag{7.115}$$

U blizini stijenke, gdje dolazi do smanjivanja tangencijalnih i normalnih fluktuacija brzina uslijed djelovanja viskoznih sila u fluidu i gubitka kinetičke energije zbog prisutnosti stijenke, nisu ispunjeni uvjeti za primjenu modela turbulencije, a ukupno naprezanje prema Newtonovom zakonu viskoznosti jednako je

$$\overline{\tau_{\text{uk}}} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} \tag{7.116}$$

Upravo u području uz stijenku veličine imaju najveće gradijente. Točnost prikaza polja strujanja uz stijenku presudno je za uspješno predviđanje turbulentnih strujanja.

k–ε modeli, RSM i LES modeli prvenstveno se mogu primijeniti samo u jezgri turbulentnog strujanja, dok se u blizini stijenke ne mogu primijeniti.

Brojni eksperimenti potvrdili su da se turbulentni granični sloj sastoji od slijedećih slojeva (slika 7.3):

- viskozni (laminarni) podsloj ($y^+ < 5 \rightarrow$ čisto viskozno naprezanje)
- prijelazni sloj ($5 \leq y^+ \leq 30 \rightarrow$ egzistiraju viskozna i tangencijalna naprezanja)
- logaritamski sloj ($y^+ > 30 \rightarrow$)
- vanjski sloj ($y^+ > 0{,}1\delta$)

y^+ je bezdimenzijska udaljenost od stijenke definirana izrazom

$$y^+ = \frac{y_{\text{P}} \rho u_\tau}{\mu} = \frac{y_{\text{P}} \rho \sqrt{\frac{\tau_{\text{w}}}{\rho}}}{\nu \rho} = \frac{y_{\text{P}} \sqrt{\frac{\tau_{\text{w}}}{\rho}}}{\nu} \tag{7.117}$$

pri čemu je brzina trenja u_τ definirana izrazom:

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho} \tag{7.118}$$

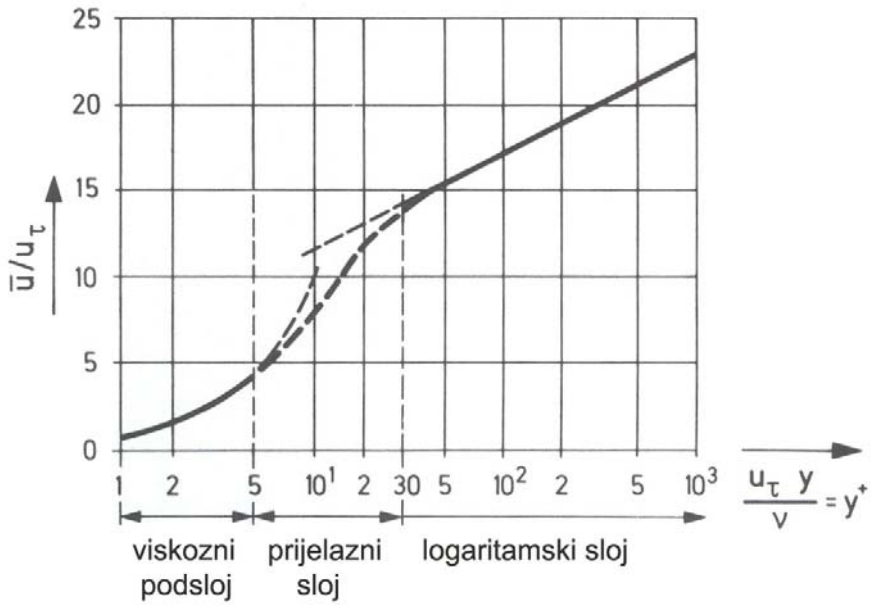
τ_w predstavlja smično naprezanje na stijenci, y_P udaljenost točke P od stijenke, ρ gustoća fluida i μ dinamička viskoznost fluida u točki P, odnosno ν kinematička viskoznost.

Također su za analizu u području turbulencije definirani bezdimenzijski parametar y^* i bezdimenzijska brzina u^* kako slijedi

$$y^* = \frac{\rho\, C_\mu^{1/4}\, k_P^{1/2}\, y_P}{\mu} = \frac{C_\mu^{1/4}\, k_P^{1/2}\, y_P}{\nu} \tag{7.119}$$

$$u^* = \frac{\overline{u}}{u_\tau} = \frac{u_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \tag{7.120}$$

gdje su k_P turbulentna kinetička energija u točki P, $\overline{u}$ vremenski osrednjena komponenta brzine u slobodnoj struji, u_P srednja brzina fluida u točki P. .



Slika 7.3 Podjela turbulentnog graničnog sloja

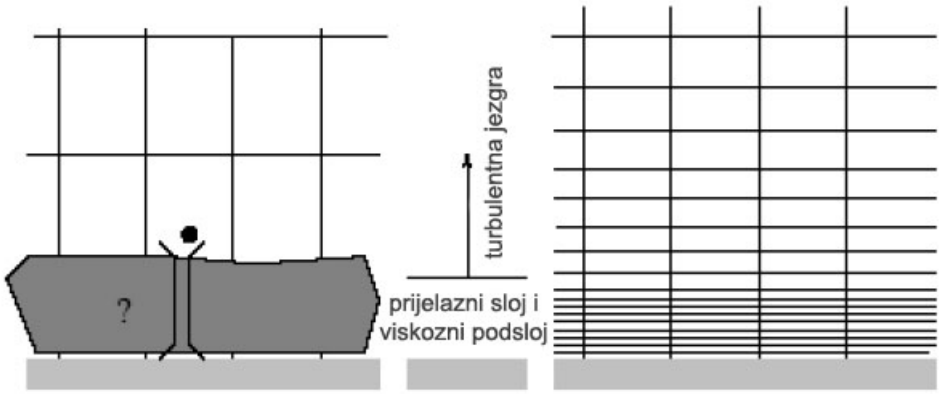
U viskoznom podsloju strujanje je laminarno, nema fluktuacija brzina, a viskoznost ima dominantnu ulogu u izmjeni mase, topline ili momenta. Srednja brzina mijenja se s udaljenošću od stijenke linearno. U prijelaznom sloju strujanje poprima karakteristike turbulencije. U logaritamskom sloju dominantnu ulogu ima turbulencija.

Točnost numeričke simulacije turbulentnog strujanja uvelike ovisi upravo o proračunu strujanja u području uz stijenku, odnosno u turbulentom graničnom sloju.

Fluent [13] nudi dva pristupa modeliranju turbulentnog graničnog sloja:

1. metoda zidnih funkcija (engl. *wall functions*)
   – standardne zidne funkcije (engl. *standarad wall functions*)
   – neravnotežne zidne funkcije (engl. *non-equilibrium wall functions*)
2. metoda uz stijenku (engl. *near wall modeling*)
   – metoda proširene stijenke (engl. *enhanced wall treatment*)

U metodi zidnih funkcija, viskozni podsloj i prijelazni sloj se ne rješavaju, već se koriste poluempirijske formule tzv. zidne funkcije za proračun polja brzina i temperatura u turbulentnom graničnom sloju, kojima se premošćuje područje između potpuno razvijenog turbulentnog strujanja i područje uz stijenku. Kod ove metode zahtijeva se da čvor blizu čvrste stijenke bude smješten u potpuno razvijenom turbulentnom sloju odnosno samo jedan čvor je dovoljan za modeliranje prijelaznog područja od stijenke do potpunog razvijenog turbulentnog polja strujanja. U metodi uz stijenku rješava se, primjenom fine mreže kontrolnih volumena i pomoću modela turbulencije koji uzimaju u obzir utjecaje viskoznosti, područje sve do stijenke (slika 7.4).



a) metoda zidnih funkcija *b) metoda uz stijenku*

Slika 7.4 Izgled mreže kontrolnih volumena kod primjene metode zidnih funkcija odnosno metode uz stijenku

Ukoliko se koriste zidne funkcije (standardne ili neravnotežne) vrijednost bezdimenzijske udaljenosti od stijenke y^+ mora se nalaziti u području logaritamskog sloja $30 < y^+ < 300$ ($y^+ \approx 30$ najpoželjnije). Pretjerano finu mrežu uz stijenku treba izbjegavati, jer zidne funkcije prestaju vrijediti u viskoznom podsloju. Također je poželjno izbjeći prijelazni sloj $5 \leq y^+ \leq 30$. Ukoliko se koristi metoda uz stijenku (engl. *enhanced wall treatment*) vrijednost y^+ mora se nalaziti unutar viskoznog podsloja $y^+ < 4$ do 5 odnosno poželjno je da se kreće oko $y^+ = 1$.

7.3.9 Metoda zidnih funkcija

Analitički izraz za srednju brzinu dan je logaritamskim zakonom odnosno zakonom stijenke od strane Prandtla:

$$u^* = \frac{1}{\kappa}\ln(Ey^*) \tag{7.121}$$

gdje su $\kappa = 0{,}4187$ Karmanova konstanta i $E = 9{,}793$ empirijska konstanta. Formulom (7.121) definirana je prva zidna funkcija za srednju brzinu, koja se može primijeniti ukoliko je posmično naprezanje približno konstantno u području u kojem se primjenjuje [47].

Logaritamski zakon primjenjuje se ako je $y^* > 11{,}225$. Ukoliko je mreža takva da je $y^* < 11{,}225$ uzima se da je

$$u^* = y^* \tag{7.122}$$

odnosno zakon stijenke za srednju brzinu može se općenito napisati kako slijedi:

$$u^* = \frac{\overline{u}}{u_\tau} = \frac{u_\mathrm{P}\, C_\mu^{1/4}\, k_\mathrm{P}^{1/2}}{\tau_\mathrm{w}/\rho} = \begin{cases} y^* & \rightarrow \left(y^* < 11{,}225\right) \\ \dfrac{1}{\kappa}\ln(Ey^*) & \rightarrow \left(y^* > 11{,}225\right) \end{cases} \tag{7.123}$$

Zakon stijenke za srednju temperaturu obuhvaća slijedeća dva različita zakona:

- linearni zakon za toplinski podsloj gdje je važna kondukcija
- logaritamski zakon za turbulentno područje gdje su efekti turbulencije važniji od kondukcije

te je definiran slijedećim izrazom

$$T^* = \frac{\left(T_\mathrm{st} - T_\mathrm{P}\right)\rho\, c_p\, C_\mu^{1/4}\, k_\mathrm{P}^{1/2}}{\dot{q}} = \begin{cases} Pr\, y^* + \dfrac{1}{2}\rho\, Pr\, \dfrac{C_\mu^{1/4}\, k_\mathrm{P}^{1/2}}{\dot{q}}\, u_\mathrm{P}^2 & \rightarrow \left(y^* < y_\mathrm{T}^*\right) \\ Pr_\mathrm{t}\left[\dfrac{1}{\kappa}\ln\left(Ey^*\right) + P\right] + & \\ \dfrac{1}{2}\rho\, \dfrac{C_\mu^{1/4}\, k_\mathrm{P}^{1/2}}{\dot{q}}\left\{Pr_\mathrm{t}\, u_\mathrm{P}^2 + \left(Pr - Pr_\mathrm{t}\right)u_\mathrm{c}^2\right\} & \rightarrow \left(y^* < y_\mathrm{T}^*\right) \end{cases} \tag{7.124}$$

gdje se P računa prema formuli definiranoj od strane Jayatilleke:

$$P = 9{,}24\left[\left(\frac{Pr}{Pr_\mathrm{t}}\right)^{3/4} - 1\right]\left[1 + 0{,}28e^{-0{,}007\,Pr/Pr_\mathrm{t}}\right] \tag{7.125}$$

$\dot{q}$ je toplinski tok, T_st temperatura stijenke, T_P temperatura u točki P, Pr molekularni Prandtlov broj, Pr_t turbulentni Prandtlov broj. Bezdimenzijska debljina toplinskog podsloja y_T^* računa se kao vrijednost y^* kod koje se linearni i logaritamski zakon presijecaju.

Članovi $\frac{1}{2}\rho Pr\frac{C_\mu^{1/4}k_\mathrm{P}^{1/2}}{\dot{q}}u_\mathrm{P}^2$ i $\frac{1}{2}\rho\frac{C_\mu^{1/4}k_\mathrm{P}^{1/2}}{\dot{q}}\left\{Pr_\mathrm{t}u_\mathrm{P}^2+\left(Pr-Pr_\mathrm{t}\right)u_\mathrm{c}^2\right\}$ u jednadžbi (7.124) uzimaju se u obzir ukoliko se radi o kompresibilnom strujanju.

Zakon stijenke za kemijske vrste, ne uzimajući u obzir viskoznu disipaciju, definiran je kako slijedi:

$$Y^*=\frac{\left(Y_{k,\mathrm{w}}-Y_k\right)\rho C_\mu^{1/4}k_\mathrm{P}^{1/2}}{J_{k,\mathrm{w}}}=\begin{cases}Sc\,y^* & \rightarrow\left(y^*<y_\mathrm{c}^*\right)\\ Sc_\mathrm{t}\left[\frac{1}{\kappa}\ln\left(Ey^*\right)+P_\mathrm{c}\right] & \rightarrow\left(y^*<y_\mathrm{c}^*\right)\end{cases} \tag{7.126}$$

gdje je Y_k maseni udio kemijske vrste, Sc i Sc_t je molekularni odnosno turbulentni Schmidtov broj, $J_{k,\mathrm{w}}$ je difuzijski tok kemijske vrste k na stijenci.

$$P_c=9,24\left[\left(\frac{Sc}{Sc_t}\right)^{3/4}-1\right]\left[1+0,28e^{-0,007Sc/Sc_t}\right] \tag{7.127}$$

Ukoliko se od modela turbulencije koriste k–ε modeli ili RSM model jednadžba za kinetičku energiju k rješava se na cijeloj domeni uključujući i prvi red ćelija neposredno uz stijenku pri čemu vrijedi slijedeći granični uvjet

$$\frac{\partial k}{\partial n}=0 \tag{7.128}$$

gdje je n normala na stijenku.

U transportnoj jednadžbi kinetičke energije (7.96) pojavljuju se izvorni član P_k, koji predstavlja produkciju turbulentne kinetičke energije i disipacija kinetičke energije ε. Produkcija turbulentne kinetičke energije u prvom redu ćelija neposredno do stijenke računa se prema:

$$P_\mathrm{k}\approx\tau_\mathrm{w}\frac{\partial U}{\partial y}=\tau_\mathrm{w}\frac{\tau_\mathrm{w}}{\kappa\rho C_\mu^{1/4}k_\mathrm{P}^{1/2}y_\mathrm{P}}, \tag{7.129}$$

Jednadžba za disipaciju turbulentne kinetičke energije ε se ne rješava u prvom čvoru uz stijenku, već se disipacija turbulentne kinetičke energije računa prema slijedećem izrazu

$$\varepsilon=\frac{C_\mu^{3/4}k_\mathrm{P}^{3/2}}{k\,y_\mathrm{P}} \tag{7.130}$$

Gore navedene zidne funkcije za brzinu, temperaturu, koncentraciju kemijskih vrsta, k i ε nazivaju se standardne zidne funkcije. Logaritamski zakon za srednju brzinu izveden je pod pretpostavkom da nema gradijenta tlaka u smjeru strujanja, te daje pouzdane rezultate sve dok gradijenti tlaka ne postanu veliki.

Pomoću neravnotežnih zidnih funkcija uzet je u obzir efekt gradijenta tlaka prilikom računanja srednje brzine logaritamskim zakonom odnosnom zakonom stijenke kako slijedi

$$u^* = \frac{\overline{u}}{u_\tau} = \frac{\tilde{u} C_\mu^{1/4} k_\mathrm{P}^{1/2}}{\tau_\mathrm{w} / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln (E y^*) \tag{7.131}$$

gdje je

$$\tilde{u} = u - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho \kappa \sqrt{k}} \ln \left(\frac{y}{y_\mathrm{v}} \right) + \frac{y - y_\mathrm{v}}{\rho \kappa \sqrt{k}} + \frac{y_\mathrm{v}^2}{\mu} \right] \tag{7.132}$$

y_v je debljina viskoznog podsloja, te se računa prema

$$y_\mathrm{v} = \frac{\mu y_\mathrm{v}^*}{\rho C_\mu^{1/4} k_\mathrm{P}^{1/2}} \tag{7.133}$$

pri čemu je $y_\mathrm{v}^* = 11,225$.

Zakon stijenke za srednju temperaturu i zakon stijenke za kemijske vrste kod neravnotežnih zidnih funkcija ostaju nepromijenjeni. Budući da neravnotežne zidne funkcije uzimaju u obzir efekte gradijenta tlaka i dozvoljavaju odstupanja od ravnoteže, preporučaju se kod složenih strujanja, kod kojih dolazi do odvajanja i sudaranja.

Kod neravnotežnih zidnih funkcija koristi se dvoslojni koncept, koji pretpostavlja da se ćelije uz stijenku sastoje od viskoznog podsloja i razvijenog turbulentnog sloja. Tako se turbulentna kinetička energija i njena disipacija računaju kako slijedi

$$k = \begin{cases} \left(\dfrac{y}{y_\mathrm{v}} \right)^2 k_\mathrm{P} & \rightarrow y < y_\mathrm{v} \\ k_\mathrm{P} & \rightarrow y > y_\mathrm{v} \end{cases} \qquad \varepsilon = \begin{cases} \dfrac{2\nu k}{y^2} & \rightarrow y < y_v \\ \dfrac{k^{3/2}}{C_\mathrm{l} y} & \rightarrow y > y_v \end{cases} \tag{7.134}$$

gdje je

$$C_\mathrm{l} = \kappa C_\mu^{-3/4} \tag{7.135}$$

7.3.10 Metoda proširene stijenke

Metoda proširene stijenke pouzdanija je od zidnih funkcija u slijedećim slučajevima:

- kod strujanja s malim Reynoldsovim brojem i kod strujanja gdje su efekti stijenke značajni (npr. strujanje kroz mali otvor)
- kod strujanja s jakim gradijentima tlaka koji uzrokuju odvajanja graničnog sloja
- kod strujanja s jakim silama (npr. strujanje u blizini rotirajućeg diska, strujanja uslijed uzgona)

Metoda proširene stijenke kombinira dvoslojni model s proširenim zidnim funkcijama. Za razliku od metode zidnih funkcija ova metoda ne ″preskače″ granični sloj već se pojedine varijable računaju i u području viskoznog podsloja. Prema dvoslojnom modelu cijela domena dijeli se na područje u kojem dominira viskoznost i na razvijeno turbulentno područje. Granica između ta dva područja određena je turbulentnim Reynoldsovim brojem definiranim kako slijedi

$$Re_{\mathrm{t}} = \frac{\rho\, y \sqrt{k}}{\mu} = \frac{y \sqrt{k}}{\nu} \tag{7.136}$$

U viskoznom području uz stijenku ($Re_{\mathrm{t}} < 200$) koristi se model Wolfsteina s jednom jednadžbom prema kojem se turbulentna viskoznost računa prema

$$\mu_{\mathrm{t,2sloj}} = \rho\, C_{\mu}\, l_{\mu} \sqrt{k} \tag{7.137}$$

pri čemu je karakteristična duljina l_{μ} definirana

$$l_{\mu} = y C_{\mathrm{l}} \left(1 - e^{-Re_{\mathrm{t}}/A_{\mu}}\right) \tag{7.138}$$

Ovdje su konstante $A_{\mu} = 70$, $C_{\mathrm{l}} = \kappa\, C_{\mu}^{-3/4}$

Turbulentna viskoznost u turbulentnom području ($Re_{\mathrm{t}} > 200$) računa se prema Jongenu pomoću izraza

$$\mu_{\mathrm{t,proširena}} = \lambda_{\varepsilon} \mu_{\mathrm{t}} + \left(1 - \lambda_{\varepsilon}\right) \mu_{\mathrm{t,2sloj}} \tag{7.139}$$

Turbulentna viskoznost μ_{t} određena je na način opisan u poglavljima o k–ε modelu turbulencije.

Funkcija miješanja λ_{ε} definirana je izrazom

$$\lambda_{\varepsilon} = \frac{1}{2}\left[1 + \tanh\left(\frac{Re_{\mathrm{t}} - Re_{\mathrm{t}}^{*}}{A}\right)\right] \tag{7.140}$$

Njezina vrijednost poprima iznos 0 u neposrednoj blizini stijenke odnosno 1 daleko od stijenke.

U vanjskom turbulentnom sloju disipacija turbulentne kinetičke energije ε se dobiva rješavanjem transportne jednadžbe, dok se unutar viskoznog sloja računa prema slijedećem algebarskom izrazu

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \tag{7.141}$$

pri čemu je karakteristična duljina l_ε definirana prema Chenu i Patelu izrazom

$$l_\varepsilon = y\, C_l \left(1 - e^{-Re_t/A_\varepsilon}\right) \tag{7.142}$$

Konstanta iznosi $A_\varepsilon = 2C_l$, $C_l = \kappa\, C_\mu^{-3/4}$.

Ukoliko je mreža uz stijenku dovoljno fina ($y^+ \approx 1$) da se zasebno obuhvati i riješi viskozni linearni podsloj, metoda proširene stijenke je identična dvoslojnom modelu (nema primjene zidnih funkcija u tom području). Međutim za grublje mreže u područjima izvan viskoznog podsloja, metoda proširene stijenke omogućuje primjenu proširenih zidnih funkcija. Kombiniranjem dvoslojnog modela i proširenih zidnih funkcija omogućuje se korištenje mreža koje su previše ″grube″ za primjenu dvoslojnog modela odnosno previše ″fine″ za primjenu standardnih zidnih funkcija koje se uglavnom koriste kod velikih *Re*-brojeva. Kod definiranja proširenih zidnih funkcija osnovna je ideja da se cijelo područje turbulentnog graničnog sloja obuhvati jednom funkcijom, koja bi se mogla upotrijebiti u bilo kojem dijelu graničnog sloja, ovisno o strukturi mreže. Tako je bezdimenzijski profil brzine određen superpozicijom izraza koji vrijede u viskoznom podsloju i u logaritamskom sloju:

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{\text{lam}}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} u_{\text{turb}}^+ \tag{7.143}$$

gdje je Γ funkcija spajanja, ovisna o udaljenosti od stijenke, definirana izrazom

$$\Gamma = -\frac{a\left(y^+\right)^4}{1 + by^+} \tag{7.144}$$

gdje su $a = 0{,}01$ i $b = 5$.

Proširene zidne funkcije za temperaturu temelje se na istom principu, pa se bezdimenzijski profil temperature računa prema

$$T^+ = e^{\Gamma} T_{\text{lam}}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} T_{\text{turb}}^+ \tag{7.145}$$

gdje funkcija spajanja Γ ovisi o udaljenosti od stijenke i molekularnom Prandtlovom broju

$$\Gamma = -\frac{a\left(Pr \cdot y^+\right)^4}{1 + b \cdot Pr^3 \cdot y^+} \tag{7.146}$$

7.4 MODEL NEPREDMIJEŠANOG IZGARANJA

Da bi došlo do izgaranja, tekuće gorivo mora najprije ispariti i pomiješati se sa zrakom. Ovaj proces ubrzava se povećanjem površine tekućeg goriva raspršivanjem tekućeg goriva. S obzirom na to da kod procesa izgaranja tekućeg goriva dolazi do promjene faze samog goriva, ovi procesi su zbog navedene dodatne kompleksnosti manje razumljiviji od procesa izgaranja koji se odvijaju u čistoj homogenoj fazi npr. izgaranje plina. Naime, kod izgaranja tekućeg goriva, osim procesa koji se odvijaju u plinskoj fazi (kemijska reakcija i molekularni transport) potrebno je uzeti u obzir i procese koji se odvijaju u tekućoj fazi, kao i procese koji se odvijaju u graničnom sloju između plinske i tekuće faze. Osim toga, strujanje oko raspršenih kapljica tekućeg goriva uglavnom je turbulentno. Zbog toga se modeli izgaranja tekućih goriva sastoje od velikog broja pojedinačnih međusobno povezanih modela. Svaki od tih pojedinačnih modela u sadašnjem stanju se može još poboljšati, pri čemu dolazi do daljnjeg porasta troška računanja. Zbog toga pouzdani cjelokupni model sadrži nekoliko pojednostavljenih pojedinačnih modela, dok su neki pojedinačni modeli veoma detaljni. Odluka kojemu modelu se mora dodijeliti najveći stupanj detaljnosti ovisi o dotičnom problemu.

Do izgaranja tekućeg goriva dolazi nakon ubrizgavanja goriva pomoću sapnice u ložište. Različiti mehanizmi, između ostalog turbulencija i nestabilnosti površine unutar mlaza goriva uzrokuju kidanje mlaza u ligamente, koji se opet raspadaju u guste oblake kapljica. Prijelaz topline na kapljice povećava njihovu temperaturu, a s njom i tlak zasićenja, te kapljice isparavaju. I konačno kad tekuće gorivo pređe u parnu fazu može doći do paljenja. Dio raspršenog goriva može eventualno dospjeti na okolne stijenke gdje stvara jedan film, koji može ili ispariti ili se pretvoriti u koks. Oko kapljica se razvija nepredmiješani plamen. Važno je naglasiti da izgara para tekućeg goriva, a ne samo tekuće gorivo.

7.4.1 Isparavanje tekućeg goriva

Raspršene kapljice ulja, različitih promjera, gibaju se u struji zraka u ložištu i istodobno se zagrijavaju i isparavaju. Prilikom isparavanja kapljice goriva simultano se odvijaju procesi prijelaza topline i mase, pri čemu se toplina potrebna za isparavanje dovodi od plinske faze provođenjem, konvekcijom i zračenjem preko površine kapljice. Uslijed gradijenta koncentracije nastale pare između površine kapljice i okoline dolazi do difuzije isparenih molekula ulja.

Brzina isparavanja ovisna je o tlaku, temperaturama isparavanja pojedinih komponenata ulja, veličini kapljica, transportnim svojstvima plinske faze i o relativnoj brzini između kapljica i plinske faze. U praksi se kapljice goriva gibaju s nekom brzinom relativno s okolnim plinom, koja je uvjetovana npr. ubrizgavanjem mlaza goriva ili turbulentnim poljem strujanja. Zbog toga je izuzetno važno poznavati utjecaj polja strujanja na proces izgaranja.

Isparavanje je funkcija veličine kapljice ulja, tj. odnosa površine i volumena. Ako se promjer kapljice ulja smanji npr. za polovicu, nastaje četiri puta manja površina i osam puta manji volumen. Kada raspršene kapljice goriva u potpunosti pređu u plinovito stanje dolazi do paljenja i izgaranja. Ako za potpuno izgaranje nema dovoljno kisika, stvara se koks ukoliko je ulje još u tekućoj fazi, odnosno čađa ako je ulje već isparilo.

Najjednostavniji model kojim se opisuje prijelaz goriva iz tekuće u plinsku fazu je klasični d^2–zakon, potvrđen eksperimentalno, te formuliran od strane Godsavea i Spaldinga 1953. godine [48] za slučaj izolirane, jedno komponentne kapljice koja izgara u mirnoj struji zraka. Model se može koristiti i za samo isparavanje, ali i za izgaranje pojedinačne kapljice. Prema tom zakonu, kvadrat promjera kapljice smanjuje se linearno s vremenom prema jednadžbi

$$d^2(t) = d_0^2 - \beta_v \cdot t \tag{7.147}$$

gdje su d_0 početni promjer kapljice, d promjer kapljice nakon isteka vremena t i β_v koeficijent isparavanja (ili se još naziva u literaturi i brzina isparavanja) definiran kao

$$\beta_v = \frac{8\rho a}{\rho_l}\ln(1+B) = \frac{8\lambda}{c_{pl}\rho_l}\ln(1+B) \tag{7.148}$$

gdje su $a = \lambda/(\rho c_{pl})$ koeficijent temperaturne vodljivosti, λ koeficijent toplinske vodljivosti, ρ gustoća mješavine plina i isparenog goriva, c_{pl} specifični toplinski kapacitet isparenog goriva, ρ_l gustoća kapljice goriva u tekućoj fazi, a B je Spaldingov broj za prijelaz topline:

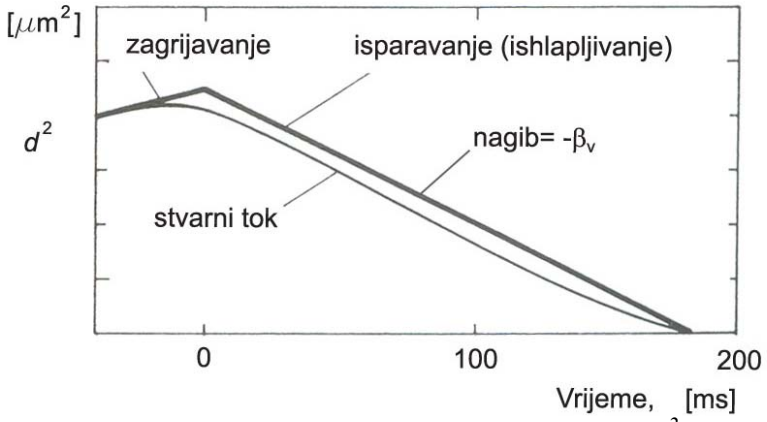
$$B = \frac{\Delta h_{comb}/\upsilon + c_{pl}(T_\infty - T_S)}{r} \tag{7.149}$$

pri čemu su r toplina potrebna za isparavanje, T_∞ - T_s predstavlja razliku temperature plinske faze daleko od kapljice i temperature površine kapljice, $\Delta h_{comb}/\upsilon$ omjer entalpije izgaranja i stehiometrijskog masenog omjera oksidacijskog sredstva i goriva. Kuo [21] je istaknuo da se B za većinu goriva kreće u području $1{,}7 < B < 5{,}5$. Za lako loživo ulje $B \approx 2$, dok je za teško loživo ulje navedena vrijednost $B = 1{,}7$. Detaljan izvod klasičnog d^2 – zakona dan je u [21].

Životni vijek kapljice odnosno vrijeme isparavanja τ_e, kao važan parametar u procesu isparavanja kapljice, može se dobiti upravo iz d^2–zakona. Za slučaj kad je cijela kapljica isparila promjer kapljice je $d\ (t = \tau_e) = 0$, pa vrijeme isparavanja iznosi:

$$\tau_e = \frac{d_0^{\,2}}{\beta_v} \tag{7.150}$$

Idealizirani tok isparivanja kapljice goriva prema d^2–zakonu prikazan je na slici 7.5 [49]. Proces isparavanja goriva počinje u trenutku t = 0 s. Do tog trenutka odvijalo se je zagrijavanje kapljice uz ekspanziju volumena kapljice (porast promjera kapljice). Stvarni tok procesa isparavanja odvija se po krivulji koja ima nešto nižu maksimalnu vrijednost d^2, jer sam proces isparavanja, ovisno o neravnomjernoj raspodjeli temperature, počinje već u fazi zagrijavanja kapljice goriva.



Slika 7.5 Idealizirani tok isparavanja kapljice ulja prema d^2 –zakonu

Većina tekućih goriva dobivena su destilacijom sirove nafte, te se sastoje iz stotine različitih komponenata s širokim područjem temperatura isparavanja (Prilog 3, slika 1 destilacijska krivulja EL loživog ulja). Kad se kapljica zagrijava, najprije isparavaju najhlapljivije komponente odnosno komponente s najnižom temperaturom isparavanja, koje stvaraju oko kapljice ulja parnu ovojnicu u koju zatim difundira kisik iz zraka. Kad se postigne odgovarajuća temperatura za spajanje (odnosno paljenje), dolazi do kemijske reakcije (oksidacije).

7.4.2 Udio smjese kod nepredmiješanog izgaranja

Kod nepredmiješanog izgaranja gorivo i oksidacijsko sredstvo ulaze u ložište u različitim strujama za razliku od predmiješanog izgaranja, kod kojeg su reaktanti izmiješani do molekularnog nivoa prije samog procesa izgaranja. Pod određenim pretpostavkama termokemija može biti reducirana na samo jedan parametar: udio smjese. Udio smjese ξ je maseni udio koji potječe od struje goriva, odnosno lokalni maseni udio gorivih i negorivih elemenata (C, H itd.) struje goriva u svim kemijskim vrstama (CO_2, H_2O, O_2 itd.). Svaka varijabla koja ostane sačuvana tijekom kemijskih reakcija naziva se konzervativni skalar. Kod reaktivnog strujanja maseni udjeli osnovnih elemenata kao što su C, H, O, N, S imaju posebno značenje, jer se ne mogu promijeniti kroz konvektivne ili kemijske procese, odnosno ostaju konstantni, za razliku od npr. molekula. Ovaj pristup je elegantan jer su atomski elementi očuvani u kemijskim reakcijama. Udio smjese je očuvana skalarna veličina i zbog toga njezina glavna transportna jednadžba nema izvorni član. Izgaranje je pojednostavljeno na problem miješanja i teškoće povezane s nelinearnom brzinom reakcije su izbjegnute. Simulacija turbulentnog nepredmiješanog izgaranja iziskuje efektivnu shemu za istovremeno modeliranje miješanja struja goriva i zraka, te izgaranja.

Također, maseni udjeli osnovnih elemenata koji se koriste kao konzervativni skalari kod turbulentnih nepredmiješanih plamenova ostaju konstantni. Maseni udio pojedinog elementa i (C, H, O, N, S) u cjelokupnoj masi:

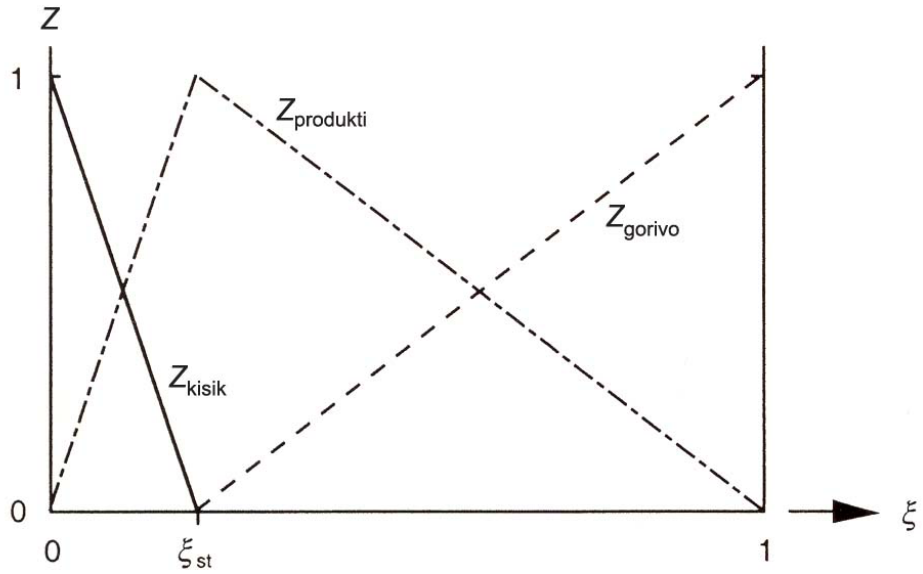
$$Z_i = \sum_{k=1}^{N} \mu_{ik} Y_k \ , \quad i = 1, ..., M \tag{7.151}$$

gdje je N broj kemijskih vrsta, M ukupan broj elemenata u promatranoj mješavini, a μ_{ik} maseni udio elementa i u kemijskoj vrsti k .

Kod jednostavnih nepredmiješanih plamenova, koji se mogu promatrati kao binarna mješavina goriva (struja označena indeksom 1) i kisika potrebnog za izgaranje (struja označena indeksom 2) pomoću masenih udjela osnovnih elemenata Z_i, definira se *udio smjese* (engl. *mixture fraction*, njem. *der Mischungsbruch*) [50]:

$$\xi = \frac{Z_i - Z_{i2}}{Z_{i1} - Z_{i2}} \tag{7.152}$$

Udjelom smjese, kao važnom veličinom za nepredmiješane plamenove, opisuje se lokalno stanje mješavine. Velika prednost je njegova linearna veza s masenim udjelima. Ukoliko su difuzijski koeficijenti različitih kemijskih vrsta jednaki, tada je udio smjese neovisan o osnovnom elementu i.



Slika 7.6 Linearna veza između udjela smjese i masenih udjela za jednostavni reakcijski sustav

Sa slike 7.6 vidljivo je da, ukoliko je $\xi = 0$, mješavina se sastoji isključivo iz kisika, a ukoliko je $\xi = 1$, mješavina se sastoji samo od goriva. S ξ_{st} definiran je udjel smjese u slučaju stehiometrijske mješavine. U toj točci nema više ni goriva ni kisika, već samo produkti potpunog izgaranja. U području $0 < \xi < \xi_{st}$ nema više goriva, dok u području $\xi_{st} < \xi < 1$ više nema kisika.

Jednadžba (7.152) kojom se definira udio smjese može se raspisati kako slijedi:

$$\xi Z_{i1} + (1-\xi) Z_{i2} = Z_i \tag{7.153}$$

Udio smjese može se opisati kao lokalni maseni udio goriva i zraka.

7.4.3 Nepredmiješano izgaranje s ravnotežnom kemijom

Općenito, kemijskoj reakciji u turbulentnom polju strujanja pridružene su dvije vremenske skale: vremenska skala turbulentnog miješanja i vremenska skala kemijske reakcije. Damköhlerov broj predstavlja omjer vremenske skale miješanja i vremenske skale kemijske reakcije:

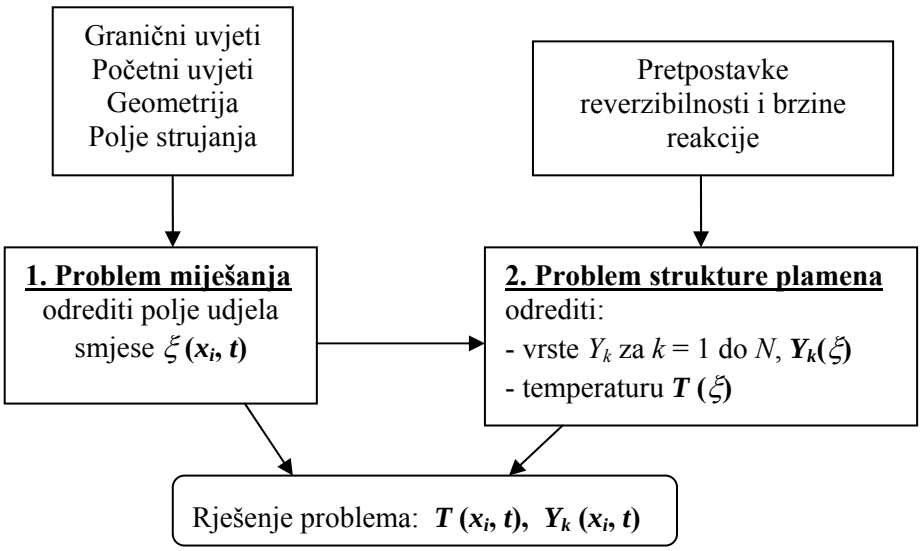
$$Da = \frac{\tau_{\mathrm{m}}}{\tau_{\mathrm{r}}} \tag{7.154}$$

Ukoliko je trajanje kemijskih reakcija zanemarivo kratko u usporedbi s vremenom potrebnim za miješanje njihovih reaktanata odnosno $\tau_{\mathrm{r}} << \tau_{\mathrm{m}}$, Damköhlerov broj poprima beskonačnu vrijednost ($Da >> 1$ najčešće se uzima kao pretpostavka kod razvoja modela nepredmiješanog izgaranja), te je reaktivni sustav moguće aproksimirati modelom kemijske ravnoteže.

Pretpostavka kemijske ravnoteže implicira da je kemija dovoljno brza da kemijska ravnoteža postoji na molekularnom nivou. Trenutačne vrijednosti koncentracija kemijskih vrsta i temperature samo su funkcija koncentracije konzervativnog skalara u tom trenutku. Konzervativni skalar može biti svaka varijabla koja ostaje sačuvana tijekom kemijskih reakcija. U prethodnom poglavlju spomenuti konzervativni skalar udio smjese ξ koristi se prilikom definiranja stupnja miješanja primarne struje goriva i sekundarne struje zraka. Prednost korištenja konzervativnog skalara udjela smjese je mogućnost da se neki drugi skalar, npr. gustoća, može izračunati pomoću udjela smjese. Nadalje, pristup preko udjela smjese uvelike smanjuje broj skalara nužnih za opis procesa izgaranja uz pretpostavku da je turbulentna difuzivnost svih nastalih kemijskih vrsta jednaka.

Kao što je već napomenuto, problem nepredmiješanog izgaranja razdvaja se na dva glavna problema (slika 7.7):

- *problem miješanja*, čijim rješavanjem se dobiva polje udjela smjese $\xi\,(x_i, t)$
- *problem strukture plamena*, gdje se maseni udjeli kemijskih vrsta Y_k, temperatura T, te brzina kemijske reakcije ω_k izražavaju kao funkcije udjela smjese ξ.



Slika 7.7 Podjela modela nepredmiješanog izgaranja na dva problema: 1. miješanje, 2. izgaranje

Ukoliko vrijede slijedeće pretpostavke

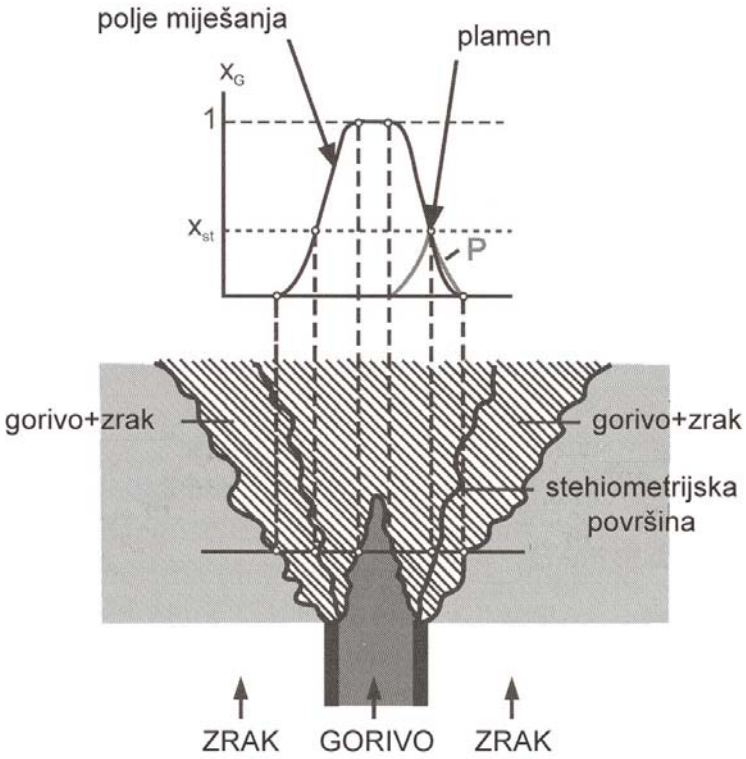
- beskonačno brza kemija – kemijska ravnoteža ($Da >> 1$)
- jednaki koeficijenti difuzije za sve kemijske vrste ($Le = 1$)

sve termo-kemijske skalarne veličine ϕ_i (temperatura T, maseni udjeli kemijskih vrsta Y_k i gustoća ρ) su jednoznačno funkcije udjela smjese ξ. Tako se trenutne vrijednosti udjela smjese ξ u svakoj točci polja strujanja mogu koristiti za proračun trenutnih vrijednosti masenih udjela pojedinih kemijskih vrsta, gustoće i temperature. Nadalje, ukoliko je reakcijski sustav adijabatski, trenutne vrijednosti masenih udjela, gustoće i temperature ovise isključivo o trenutnom udjelu smjese ξ

$$\phi_i = \phi_i(\xi) \tag{7.155}$$

za sustav s jednim gorivom i jednim oksidacijskim sredstvom. Ove funkcije se dobivaju direktno iz ravnotežnog sastava.

U slučaju turbulentnog strujanja, gdje turbulentna konvekcija dominira nad molekularnom difuzijom, pretpostavka jednakih koeficijenata difuzije za sve kemijske vrste je općenito prihvatljiva. Pod pretpostavkom jednakih koeficijenata difuzije za sve kemijske vrste, sve kemijske vrste miješaju se jednako brzo, te se transportne jednadžbe za pojedinačne kemijske vrste ne rješavaju. Tako se uvođenjem udjela smjese ξ problem turbulentnog nepredmiješanog izgaranja na jednostavni način reducirao na problem čistog turbulentnog miješanja. Trenutno stanje jednog takvog turbulentnog miješanja prikazano je na slici 7.8.



Slika 7.8 Shematski prikaz nekog trenutnog stanja turbulentnog nepredmiješanog plamena

Gorivo ustrujava u oksidacijsko sredstvo-zrak, dolazi do turbulentnog miješanja i stvaranja smjese goriva i zraka, koja se pod gore navedenom pretpostavkom beskonačno brze kemije odmah pali. Pored područja u kojem prevladava gorivo i područja u kojem prevladava zrak, postoji stehiometrijska površina uzduž koje se nalazi stehiometrijska mješavina goriva i zraka. Na gornjem dijelu slike 7.8 prikazan je molni udio goriva x_G za jedan poprečni presjek smjese na nekoj udaljenosti od plamenika. Upravo u područjima veoma blizu stehiometrijske površine dolazi do pojave fronte plamena.

Umjesto *N*-transportnih jednadžbi za pojedine kemijske vrste rješava se jedna transportna jednadžba udjela smjese goriva ξ slijedećeg oblika

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\xi\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\xi\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho D\,\frac{\partial\xi}{\partial x_i}\right)+S_{\mathrm{m}} \tag{7.156}$$

gdje je S_{m} izvorni član zbog prijelaza mase kapljica tekućeg goriva u plinovitu fazu.

Vremenski osrednjena (Favreovo osrednjavanje) transportna jednadžba udjela smjese:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\overline{\rho}\widetilde{\xi}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho}\widetilde{u}_i\widetilde{\xi}\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho D\,\frac{\partial\xi}{\partial x_i}}-\overline{\rho}\widetilde{u_i''\xi''}\right)+\overline{S_{\mathrm{m}}} \tag{7.157}$$

Pored rješavanja osrednjenog udjela smjese Fluent [13] rješava i transportnu jednadžbu varijance udjela smjese $\overline{\xi'^2}$:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\overline{\xi'^2}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\overline{\xi'^2}\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\mu_{\mathrm{t}}}{\sigma_{\mathrm{t}}}\,\frac{\partial\overline{\xi'^2}}{\partial x_i}\right)+C_{\mathrm{g}}\,\mu_{\mathrm{t}}\left(\frac{\partial\overline{\xi}}{\partial x_i}\right)^2-C_{\mathrm{d}}\,\rho\frac{\varepsilon}{k}\overline{\xi'^2}+S_{\mathrm{user}} \tag{7.158}$$

gdje je $\xi'=\xi-\overline{\xi}$, $\sigma_{\mathrm{t}}=0{,}85$, $C_{\mathrm{g}}=2{,}86$, $C_{\mathrm{d}}=2{,}0$.

Varijanca udjela smjese koristi se u završnom modelu koji opisuje vezu turbulencije i kemije.

Međusobni utjecaj turbulencije i kemije je uzet u obzir pomoću funkcije gustoće vjerojatnosti PDF. Model nepredmiješanog izgaranja zasniva se dakle na funkciji gustoće vjerojatnosti i na pretpostavci kemijske ravnoteže. U slučaju neadijabatskog sustava, koji je realniji i obuhvaća npr. sustave sa zračenjem, prijelaz topline kroz stijenke, prijelaz topline prema/od kapljice goriva, ovaj odnos se generalizira

$$\phi_i=\phi_i\left(\xi,\,h_{\mathrm{t}}\right) \tag{7.159}$$

gdje je h_{t} je trenutna totalna entalpija definirana kao

$$h_{\mathrm{t}}=\sum_{k=1}^{N}Y_k h_{\mathrm{t},k}=\sum_{k=1}^{N}Y_k\left[\int_{T_0}^{T}c_{pk}dT+\Delta h_{f,k}^{0}\right] \tag{7.160}$$

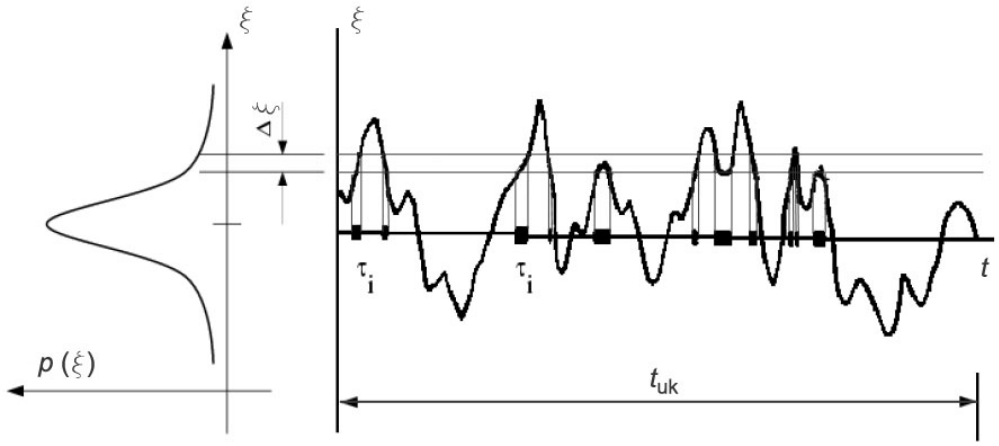
Funkcijska veza između ϕ_i i udjela smjese ξ ovisi o opisu kemijskog sustava. Fluent osigurava tri modela, kojima se opisuje kemijski sustav, te se može odrediti funkcijska veza između ϕ_i i ξ:

- **flame sheet model (mixed-is-burned)**: najjednostavnija reakcijska shema. U ovom pristupu se pretpostavlja da je kemija beskonačno brza i nepovratna, s gorivom i oksidacijskim sredstvom, koji ne koegzistiraju u prostoru i potpuna jednosmjerna pretvorba u konačne produkte. Maseni udjeli kemijskih vrsta mogu se odrediti direktno iz stehiometrijske reakcije. Veza između masenih udjela vrsta i udjela smjese predstavljena je ravnom linijom. S obzirom na to da brzina reakcije i ravnotežni proračuni nisu potrebni, dolazi se do brzog rješenja. Model je ograničen na predviđanje jednostupanjskih reakcija i ne može predvidjeti stvaranje vrsta ili efekte disocijacije. To često rezultira prevelikim vršnim temperaturama plamena, osobito kod sustava s veoma visokom temperaturom.
- **model kemijske ravnoteže** (engl. *equilibrium chemistry model*): ovaj model pretpostavlja da je kemija dovoljno brza da na molekularnom nivou postoji kemijska ravnoteža. Algoritam, koji se temelji na minimizaciji Gibbsove slobodne energije, koristi se za izračun molnih udjela vrsta iz udjela smjese ξ. Ovaj model je moćan jer se njime može predvidjeti stvaranje kemijskih vrsta bez poznavanja detaljnih podataka o brzini kemijske kinetike. U modelu je potrebno definirati najvažnije kemijske vrste, koje se pojavljuju u sustavu. Fluent tada predviđa molne udjele pojedine kemijske vrste na temelju kemijske ravnoteže.
- **model kemijske neravnoteže – flamelet model**: kod modela izgaranja gdje su važni neravnotežni efekti, pretpostavka lokalne kemijske ravnoteže može dovesti do nerealističnih rezultata. U slučaju odabira ovog modela, sastav goriva se ne može zadati empirijski.

Model nepredmiješanog izgaranja obuhvaća rješavanje transportnih jednadžbi za jednu ili dvije očuvane skalarne veličine (udio smjese i varijanca udjela smjese). Računanje termokemije provedeno je u prePDFu i njeni rezultati su dani kao pregledna tablica u Fluentu.

7.4.4 Funkcija gustoće vjerojatnosti PDF

Predviđanje turbulentnog reakcijskog strujanja odnosi se na vremenski osrednjene vrijednosti fluktuirajućih skalara. Kako su te vremenski osrednjene vrijednosti povezane s trenutnim vrijednostima ovisi o modelu koji povezuje turbulenciju i kemiju. Ključni problem kod simulacije turbulentnog nepredmiješanog izgaranja je modeliranje izrazito nelinearnog osrednjenog izvornog člana $\overline{\omega_k}$, koji se javlja u jednadžbi transporta kemijskih vrsta. Funkcija gustoće vjerojatnosti (engl. *Probability Density Function*, *PDF*) nudi se kao rješenje problema.



Slika 7.9 Grafički prikaz funkcije gustoće vjerojatnosti

Funkcija gustoće vjerojatnosti $p(\xi)$ predstavlja udio vremena koji fluid provede u stanju ξ. Na slici 7.9 prikazano je praćenje konzervativnog skalara udjela smjese ξ u vremenu (desna slika) i pripadajuća funkcija gustoće vjerojatnosti $p(\xi)$ (lijeva slika).

Vrijeme koje fluktuirajuća vrijednost udio smjese ξ provede u intervalu $\Delta\xi$ podijeljeno s ukupnim vremenom t_{uk} jednako je površini ispod krivulje $p(\xi)$ u intervalu $\Delta\xi$

$$p(\xi)\Delta\xi = \lim_{t_{\text{uk}}\to\infty} \frac{1}{t_{\text{uk}}} \sum_i \tau_i \tag{7.161}$$

gdje je τ_i udio vremena u kojem se ξ nalazi unutar $\Delta\xi$. Oblik funkcije $p(\xi)$ ovisi o prirodi turbulentnih fluktuacija veličine ξ, te se u praksi modelira matematičkom funkcijom kojom se aproksimativno opisuje stvarni oblik funkcije gustoće vjerojatnosti PDF određen eksperimentalno.

Funkcija gustoće vjerojatnosti $p(\xi)$, koja opisuje vremenske fluktuacije udjela smjese ξ kod turbulentnog strujanja, ima veoma korisno svojstvo, koje se može koristiti za proračun vremenski osrednjenih vrijednosti veličina koje ovise o ξ. Vremenski osrednjene vrijednosti masenih udjela kemijskih vrsta i temperature u adijabatskom sustavu mogu se izračunati prema:

$$\overline{\phi_i} = \int_0^1 p(\xi)\, \phi_i(\xi)\, d\xi \tag{7.162}$$

Slično se može izračunati vremenski osrednjena gustoća fluida

$$\frac{1}{\overline{\rho}} = \int_0^1 \frac{p(\xi)}{\rho(\xi)}\, d\xi \tag{7.163}$$

gdje je $\rho(\xi)$ trenutna vrijednost gustoće dobivena korištenjem trenutnih vrijednosti masenog udjela kemijske vrste i trenutne temperature prema jednadžbi idealnog plina. Preostaje samo odrediti oblik funkcije $p(\xi)$ da bi se odredio lokalno vremenski osrednjeno stanje fluida u svim točkama polja strujanja. Oblik pretpostavljene PDF funkcije u Fluentu se može opisati slijedećim matematičkim funkcijama:

- dvostruka delta funkcija
- β funkcija

Dvostruka delta funkcija se može najlakše izračunati, dok β funkcija najbolje opisuje eksperimentalno dobivene PDF oblike. Oblik β funkcije ovisi isključivo o osrednjenom udjelu smjese $\overline{\xi}$ i o njegovoj varijanci $\overline{\xi'^2}$.

Oblik β funkcije dan je slijedećim izrazom:

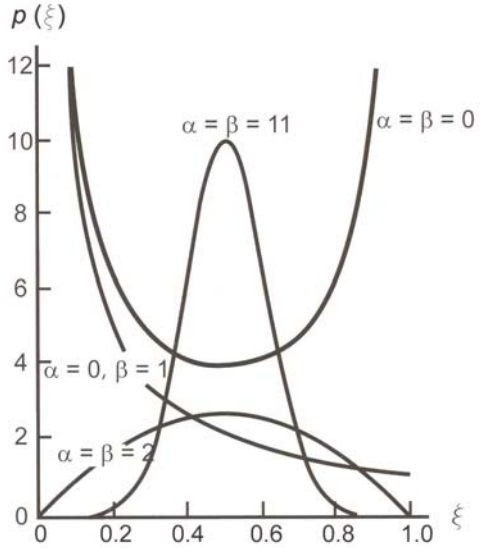
$$p(\xi) = \frac{\xi^{\alpha-1}(1-\xi)^{\beta-1}}{\int \xi^{\alpha-1}(1-\xi)^{\beta-1}\, d\xi} \qquad p(\xi) = f\left(\overline{\xi}, \overline{\xi'^2}\right) \tag{7.164}$$

gdje su

$$\alpha = \overline{\xi}\left[\frac{\overline{\xi}\left(1-\overline{\xi}\right)}{\overline{\xi'^2}} - 1\right] \tag{7.165}$$

$$\beta = \left(1-\overline{\xi}\right)\left[\frac{\overline{\xi}\left(1-\overline{\xi}\right)}{\overline{\xi'^2}} - 1\right] \tag{7.166}$$

β funkcija je fleksibilna, te se često koristi jer se sa samo dva parametra (α i β) može aproksimirati čitav niz krivulja odnosno različitih oblika PDF funkcija (slika 7.10).



Slika 7.10 Različiti oblici β funkcije p(ξ) za različite vrijednosti parametara α i β

Kao što je vidljivo, funkcija gustoće vjerojatnosti funkcija je osrednjenog udjela smjese $\overline{\xi}$ i varijance udjela smjese $\overline{\xi'^2}$, koji se računaju u svakoj točci polja strujanja prema već navedenim transportnim jednadžbama. Nakon toga se može izračunati pretpostavljeni PDF oblik, koji se zatim koristi za određivanje srednjih vrijednosti masenog udjela kemijskih vrsta, gustoće i temperature

Mnogi reakcijski sustavi obuhvaćaju prijelaz topline konvekcijom i zračenjem prema graničnim stijenkama, kapljicama i/ili česticama. Kod takvih strujanja lokalno termo-kemijsko stanje ne ovisi više samo o udjelu smjese ξ, već ovisi i o entalpiji h_t, $\phi_i = \phi_i\left(\xi, h_t\right)$.

Entalpija sustava utječe na proračun kemijske ravnoteže i na temperaturu reakcijskog strujanja. Prema tome, promjene u entalpiji zbog gubitka topline moraju biti uzete u obzir prilikom izračuna skalara pomoću udjela smjese.

U takvom neadijabatskom sustavu turbulentne fluktuacije moraju biti proračunate pomoću zajedničkog PDFa $p\left(\xi, h_t\right)$. Kod većine inženjerskih primjena proračun $p\left(\xi, h_t\right)$ nije praktičan.

Problem se može značajno pojednostaviti pretpostavkom da fluktuacije entalpije ne ovise o nivou entalpije (tj. toplinski gubici ne utječu značajno na fluktuacije turbulentne entalpije), te imamo opet $p\left(\xi\right)$.

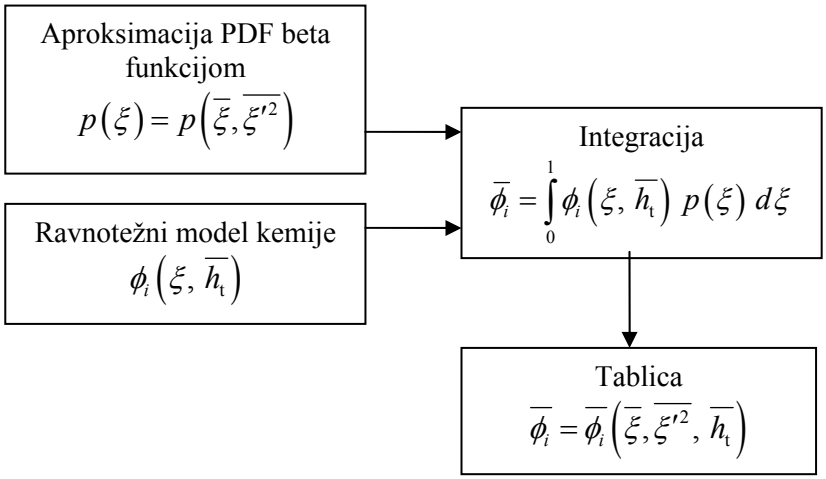
$$\overline{\phi_i} = \int_0^1 \phi_i\left(\xi, \overline{h_t}\right)\, p\left(\xi\right)\, d\xi \tag{7.167}$$

Prema tome, određivanje $\overline{\phi_i}$ u neadijabatskom sustavu iziskuje rješavanje transportne jednadžbe vremenski osrednjene entalpije:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\overline{h_\mathrm{t}}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\overline{h_\mathrm{t}}\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\lambda_\mathrm{t}}{c_p}\frac{\partial\overline{h_\mathrm{t}}}{\partial x_i}\right)+S_\mathrm{h} \tag{7.168}$$

gdje S_h uzima u obzir izvorne članove uslijed zračenja, prijelaza topline prema stijenkama, te izmjenu topline s disperznom fazom.

Na slici 7.11 prikazan je način proračuna osrednjenih veličina ϕ_i (maseni udjeli kemijskih tvari, gustoća, temperatura) u neadijabatskom sustavu.



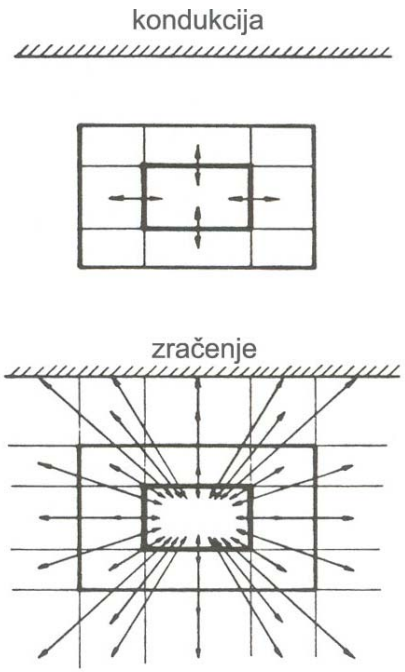
Slika 7.11 Način proračuna osrednjenih veličina ϕ_i

Određivanje osrednjenih vrijednosti $\overline{\phi_i}$ masenog udjela, gustoće i temperature na osnovu već izračunatih vrijednosti $\overline{\xi}$, $\overline{\xi'^2}$ i $\overline{h_\mathrm{t}}$ u Fluentu je ostvareno pomoću trodimenzijskih tablica, koje su u stvari vizualna prezentacija jednadžbe (7.167). S obzirom na to da kod neadijabatskog sustava entalpija ne ovisi više samo o udjelu smjese, kao što je to kod adijabatskog sustava, već ovisi i o prijelazu topline na stijenku i o zračenju, potrebne su tablice za svaku moguću vrijednost entalpije u sustavu, pa se rade trodimenzijske tablice za različite nivoe entalpije.

7.5 MODEL ZRAČENJA

Toplinsko zračenje, kao najvažniji mehanizam prijenosa topline u ložištu kotla, sastoji se od spektra elektromagnetskih valova u infracrvenom području valnih duljina od 0,76 do 360 μm.

Kod prijelaza topline kondukcijom (provođenjem) promatrani kontrolni element izmjenjuje toplinu kondukcijom samo sa svojim susjednim elementima. Međutim, kod izmjene topline zračenjem situacija je znatno kompleksnija, jer neki promatrani element izmjenjuje toplinu zračenjem sa svim elementima i na strani plina i na strani stijenke (slika 7.12). Zbog toga je za matematički opis zračenja razvijena integralno-diferencijalna jednadžba, čije rješenje nije moguće dobiti analitičkim putem osim u nekim vrlo pojednostavljenim slučajevima, a numerički je izuzetno zahtjevno. Svaki element koji pripada stijenci odnosno nastalim dimnim plinovima može, ovisno o svojim optičkim svojstvima, emitirati, apsorbirati i raspršivati energiju zračenja.



Slika 7.12 Izmjena topline kondukcijom i zračenjem

Nadalje, sam opis svojstava zračenja nastale smjese dimnih plinova (H_2O, CO_2 i dr.) u kojima se pojavljuju i krute čestice (koks, pepeo, čađa), predstavlja jedan kompleksni problem, koji zahtjeva poznavanje lokalne raspodjele kemijskih vrsta. Time se stvara jaka veza s modelom izgaranja.

Općenito, toplinski tok usmjeren prema nekom tijelu djelomično se reflektira (r), djelomično apsorbira (a) i djelomično propušta kroz samo tijelo (d). Suma refleksijskog r, apsorpcijskog a i dijatermijskog faktora d prema definiciji mora biti jednaka 1. Tijela koja apsorbiraju cjelokupnu dozračenu energiju zovu se crna tijela ($r = 0$, $d = 0$, $a = 1$), tijela koja propuštaju svu dozračenu energiju zovu se dijatermna tijela ($r = 0$, $d = 1$, $a = 0$), a tijela koja reflektiraju svu dozračenu energiju nazivaju se idealnim ogledalima ($r = 1$, $d = 0$, $a = 0$).

Smjesa nastalih dimnih plinova u ložištu može se aproksimirati kao smjesa sivih plinova, koji apsorbiraju, emitiraju i raspršuju zračenje ovisno o valnoj duljini, temperaturi i fizikalnim karakteristikama. Jednoatomni i dvoatomni plinovi (O_2, N_2) mogu se u potpunosti smatrati dijatermnim (propusnim) za toplinske zrake, dok troatomni i višeatomni plinovi (CO_2, H_2O, C_nH_m) emitiraju i apsorbiraju zračenje samo u nekim za plin karakterističnim pojasevima frekvencije. Za ostale pojaseve spektra ovi plinovi su potpuno prozračni, odnosno njihov koeficijent apsorpcije jednak je nuli. U literaturi se za zračenje plinova u određenom području valnih duljina koristi izraz selektivno zračenje.

Pojasevi frekvencije određeni su za svaku vrstu plina frekvencijom osciliranja pojedinačnih atoma, koji mogu oscilirati na nekoliko frekvencija. Broj frekvencija, širina pojasa i jakost emisije ovisi o sastavu plina, tlaku, temperaturi i dotičnoj debljini volumena plina. U slučaju izgaranja ugljikovodika u struji zraka tipični sastavni elementi nastalih dimnih plinova su CO_2, H_2O i N_2, dok su npr. CO, NO, NO_2, O_2, H_2 i dr. prisutni samo u vrlo malim koncentracijama, te nemaju neki spomena vrijedan učinak na sam prijenos topline zračenjem.

Za toplovodni kotao na ekstra lako loživo ulje potrebno je odabrati model zračenja koji uključuje zračenje između nastalih dimnih plinova i stijenki ložišta, te zračenje između raspršenih kapljica goriva i dimnih plinova odnosno stijenki.

Modeli zračenja dostupni u Fluentu 6.2 [13]: model diskretnog transfera (engl. *discrete transfer radiation model, DTRM*), P-1 model zračenja, Rosselandov model zračenja, S2S (engl. *Surface-to-surface*) model zračenja, te model diskretnih ordinata (engl. *discrete ordinates model, DO model*). Modeli zračenja DTRM, P-1, Rosseland i DO zahtijevaju koeficijent apsorpcije a kao ulazni parametar. Od navedenih modela samo P-1 i DO modeli zračenja uzimaju u obzir izmjenu topline zračenjem između nastalih dimnih plinova i raspršenih kapljica goriva. Nadalje, dobar indikator za odabir modela zračenja je optička debljina ($a \cdot L$), gdje L predstavlja odgovarajuću duljinu u domeni, npr. kod strujanja u ložištu, za L se uzima promjer ložišta. S obzirom na to da se P-1 model koristi za optički debele probleme ($a \cdot L > 1$) u ovom je radu kao najprikladniji model zračenja odabran model diskretnih ordinata, pogodan za optički tanke probleme ($a \cdot L < 1$, promjer ložišta u ovom radu iznosi L = 0,274 m).

7.5.1 Jednadžba prijenosa topline zračenjem

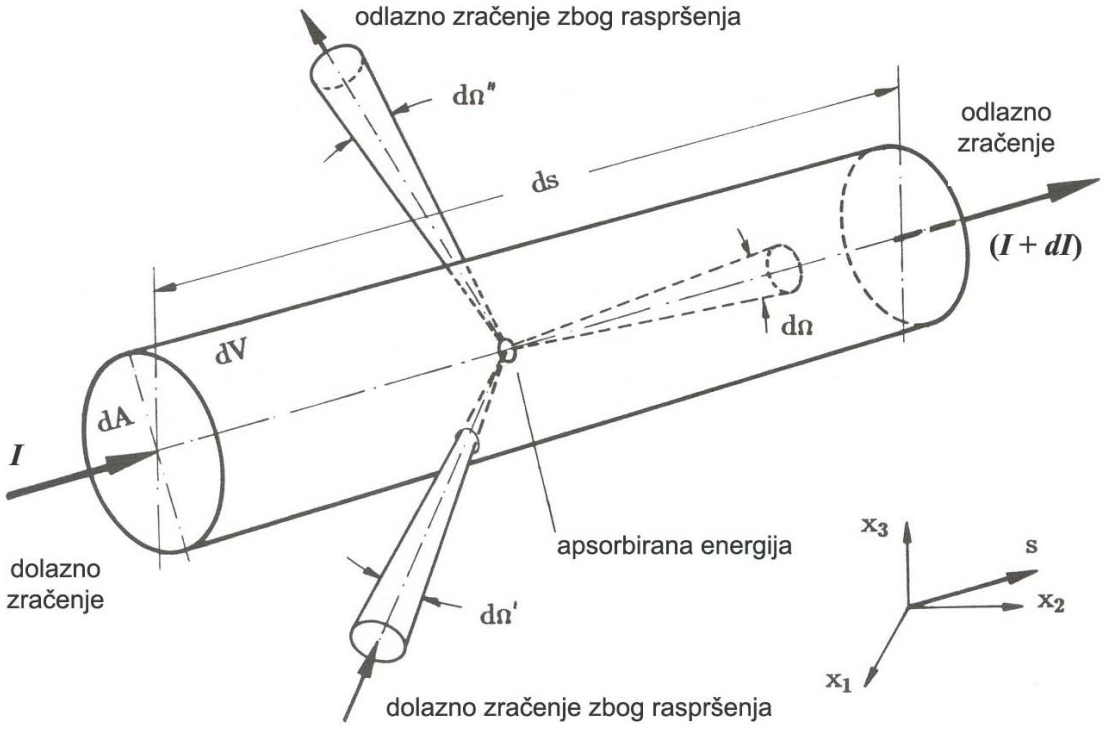
Jednadžba prijenosa topline zračenjem (transportna jednadžba zračenja) za medij koji emitira, apsorbira i raspršuje zračenje u točki određenoj vektorom $\vec{r}$ u smjeru određenom vektorom $\vec{s}$ glasi:

$$\underbrace{\frac{\mathrm{d}I(\vec{r},\vec{s})}{\mathrm{d}s}}_{I} = \underbrace{-(a+\sigma_\mathrm{s})I(\vec{r},\vec{s})}_{II} + \underbrace{a\frac{\sigma T^4}{\pi}}_{III} + \underbrace{\frac{\sigma_\mathrm{s}}{4\pi}\int_0^{4\pi} I(\vec{r},\vec{s}')\Phi(\vec{s}\cdot\vec{s}')\mathrm{d}\Omega'}_{IV} \qquad (7.169)$$

gdje su I totalni intenzitet zračenja (ovisi o poziciji $\vec{r}$ i smjeru $\vec{s}$), $\vec{r}$ vektor pozicije, $\vec{s}$ vektor smjera, s duljina puta, $\vec{s}'$ vektor smjera raspršenja, a koeficijent apsorpcije, σ_s koeficijent raspršenja, (a+σ_s) optička debljina ili neprozirnost medija, σ Stefan-Boltzmannova konstanta ($5{,}67\cdot10^{-8}$ W/(m^{2}K^4)), T lokalna temperatura, Φ fazna funkcija, Ω' prostorni kut.

Fizikalno značenje pojedinih članova jednadžbe prijenosa topline zračenjem je kako slijedi (slika 7.13):

- član I daje promjenu intenziteta zračenja na duljini puta s
- član II predstavlja smanjenje intenziteta zračenja uslijed apsorpcije i raspršenja
- član III predstavlja povećanje intenziteta zračenja apsorpcijom na promatranom mjestu
- član IV opisuje dolazno zračenje iz svih smjerova



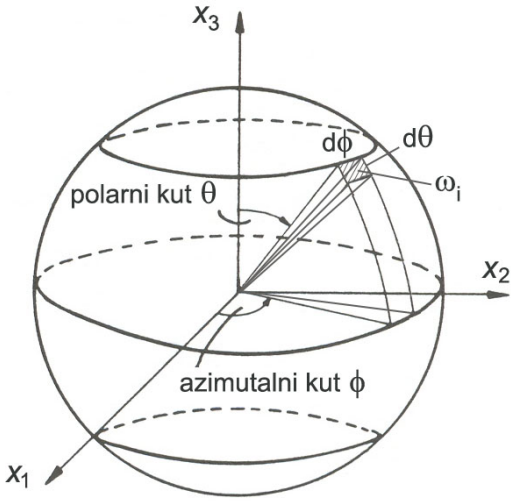
Slika 7.13 Prijenos topline zračenjem

Jednadžba prijenosa topline zračenjem iziskuje poznavanje koeficijenta apsorpcije a i koeficijenta raspršenja σ_s, uključivo i njihovo specifično valno ponašanje. Time se problem ovisnosti i utjecaja kemijskog sastava na intenzitet zračenja u svim daljnjim razmatranjima prenosi na opis optičkih svojstava, koja moraju uz prikladna pojednostavljenja i pretpostavke biti tako modelirana, da se kompleksna jednadžba prijenosa topline zračenjem reducira i time postane numerički upotrebljiva. Spomenuti koeficijenti modeliraju se modelima zračenja.

Nadalje, s obzirom na to da numerički najveći problem predstavlja član IV, on se kod većine matematičkih modela zanemaruje, te se dozračena energija iz svih smjerova ne uzima u obzir. Na prikladan način član IV obuhvaćen je modelom Monte-Carlo [51].

7.5.2 Model diskretnih ordinata

Izmjena topline zračenjem između raspršenih kapljica goriva i plinova izgaranja, te između plinova i okolnih stijenki modelirana je pomoću modela diskretnih ordinata (engl. *Discrete Ordinates*). Model diskretnih ordinata rješava jednadžbu prijenosa topline zračenjem u konačnom broju diskretiziranih kontrolnih kutova. Jednadžbe prijenosa topline zračenjem postavljaju se za konačan broj prostornih kutova definiranih vektorima smjera $\vec{s}$. Broj kutova, odnosno smjerova odabire se ovisno o željenoj točnosti i raspoloživom vremenu za proračun. Svaki oktant sfere 4π, koja okružuje izvorišnu točku (x_1, x_2, x_3), diskretiziran je s N_θ x N_Φ prostornih kutova ω_i. Kut θ je polarni, a kut ϕ azimutalni. Prostorni kut ω_i definiran je odsječcima kutova dθ i dϕ (slika 7.14). Broj kutova kod trodimenzijskih problema iznosi $8N_\theta\ N_\Phi$. Time je ujedno definiran i broj jednadžbi transporta topline zračenjem koje se moraju riješiti za svaki od ω_i kutova.



Slika 7.14 Diskretizacija sfere

Jednadžba prijenosa topline zračenjem u smjeru $\vec{s}$ (definirana prostornim koordinatama x_1, x_2, x_3), proširena da uključi efekte izmjene topline zračenjem između raspršenih kapljica goriva i dimnih plinova glasi:

$$\nabla\cdot\left(I\,\vec{s}\right)=-\left(a+a_{\text{kap}}+\sigma_{\text{kap}}\right)I\left(\vec{r},\,\vec{s}\right)+a\frac{\sigma T^4}{\pi}+E_{\text{kap}}+\frac{\sigma_{\text{kap}}}{4\pi}\int_0^{4\pi}I\left(\vec{r},\,\vec{s}'\right)\Phi\left(\vec{s}\cdot\vec{s}'\right)\mathrm{d}\Omega' \quad (7.170)$$

Iz jednadžbe (7.170) je vidljivo, da Fluent zanemaruje izvore raspršenja na strani plinova (član IV jednadžbe (7.169)) ukoliko su prisutne raspršene kapljice goriva, te uzima u obzir samo raspršenje uslijed prisutnih kapljica.

Ekvivalentni koeficijent apsorpcije uslijed prisutnosti kapljica goriva a_{kap} i ekvivalentna emisija kapljice goriva E_{kap} definirani su izrazima

$$a_{\text{kap}} = \lim_{V\to 0} \sum_{n=1}^{N} \varepsilon_{\text{kap},n} \frac{A_{\text{kap},n}}{V} \tag{7.171}$$

$$E_{\text{kap}} = \lim_{V\to 0} \sum_{n=1}^{N} \varepsilon_{\text{kap},n} A_{\text{kap},n} \frac{\sigma T_{\text{kap},n}^4}{\pi V} \tag{7.172}$$

gdje su $\varepsilon_{\text{kap},n}$ emisivnost n-te kapljice, $A_{\text{kap},n}$ projicirana površine n-te kapljice, $T_{\text{kap},n}$ temperatura n-te kapljice. Sumacija u jednadžbama (7.171) i (7.172) provedena je za N čestica koje se nalaze u kontrolnom volumenu V. Ove veličine računaju se u modelu diskretne faze prilikom praćenja raspršenih kapljica goriva.

Ekvivalentni koeficijent raspršenja zbog prisutnosti kapljica, koji se također računa u modelu diskretne faze prilikom praćenja raspršenih kapljica goriva:

$$\sigma_{\text{kap}} = \lim_{V\to 0} \sum_{n=1}^{N} \left(1 - f_{\text{kap},n}\right)\left(1 - \varepsilon_{\text{kap},n}\right) \frac{A_{\text{kap},n}}{V} \tag{7.173}$$

gdje je $f_{\text{kap},n}$ faktor raspršenja n-te kapljice.

Projicirana površina n-te kapljice u slučaju sfernog oblika kapljice

$$A_{\text{kap},n} = \frac{\pi d_{\text{kap},n}^2}{4} \tag{7.174}$$

gdje je $d_{\text{kap},n}$ promjer n-te kapljice raspršenog goriva.

Po standardu je u ovom radu odabrana diskretizacija prostora s $N_\theta = N_\Phi = 2$ (ukupno 8·2·2=32 prostorna kuta), što je za većinu praktičnih problema prikladno. Finija kutna diskretizacija koristi se tamo gdje je potrebno odrediti utjecaj malih geometrija ili kod prostorno velikih varijacija u temperaturi. Veći brojevi N_θ, N_Φ vode povećanju troška računanja.

Za emisijski faktor kapljice ekstra lakog loživog ulja uzeta je vrijednost $\varepsilon_{\text{kap},n}$ = 0,6 (Prilog 3, slika 10), a za faktor raspršenja $f_{\text{kap},n}$ = 0,1, dok je za faznu funkciju pod pretpostavkom izotropnog raspršenja uzeto $\Phi\left(\vec{s}\cdot\vec{s}'\right) = 1$.

Stijenke ložišta promatraju se kao sive difuzne površine emisijskog faktora ε_{st} = 0,8. U slučaju sivog difuznog zračenja, toplinski tok upadnog zračenja na stijenku ložišta definiran je

$$q_{ul} = \int_{\vec{s}\cdot\vec{n}>0} I_{ul} \cdot \vec{s} \cdot \vec{n} \, d\Omega \tag{7.175}$$

gdje su I_{ul} intenzitet upadnog zračenja, $\vec{s}$ vektor smjera zračenja, $\vec{n}$ normala na površinu stijenke, Ω prostorni kut polusfere 2π.

Toplinski tok koji napušta stijenku ložišta (slika 7.15) definiran je

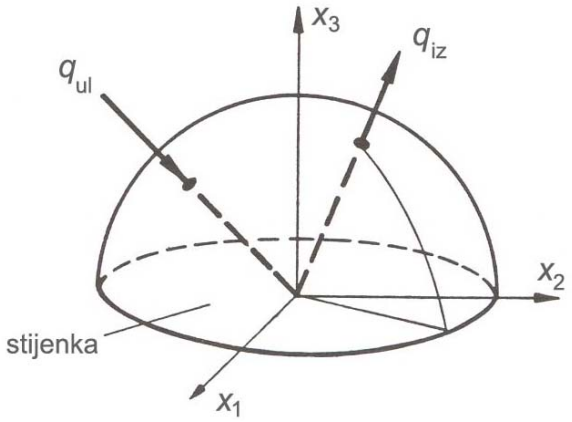
$$q_{iz} = \left(1-\varepsilon_{st}\right) q_{ul} + n^2 \varepsilon_{st} \sigma T_{st}^4 \tag{7.176}$$

gdje su n indeks loma medija blizu stijenke, T_{st} temperatura stijenke ložiša. Prvi član na desnoj strani jednadžbe predstavlja dio zračenja koji se reflektira, a drugi član na desnoj strani emisiju zračenja površine stijenke.

Ukupni intenzitet zračenja površine stijenke ložišta jednak je:

$$I_0 = \frac{q_{iz}}{\pi} \tag{7.177}$$

Neto toplinski tok zračenja na ulazima i izlazima iz domene računa se na jednak način kao sa stijenkama ložišta s time da se za emisivnost otvora (ulaza i izlaza) uzima vrijednost 1,0 (crno tijelo).



Slika 7.15 Zračenje na stijenci ložišta

7.5.3 Modeliranje koeficijenta apsorpcije

Jedan od važnijih problema kod zračenja plinova predstavlja upravo određivanje koeficijenta apsorpcije. Kao što je već rečeno, troatomni i višeatomni plinovi (CO_2, H_2O, C_nH_m) emitiraju, apsorbiraju i raspršuju zračenje samo u nekim za pojedini plin karakterističnim područjima valnih duljina i temperatura.

Zbog toga se za koeficijent apsorpcije nastalih dimnih plinova ne može uzeti neka konstantna vrijednost na čitavom području valnih duljina, kao što je to prvotno pretpostavljeno najjednostavnijim ujedno i najnetočnijim modelom sivih plinova (engl. *Gray Gas Model*) [52].

Smjesa dimnih plinova nastala izgaranjem ekstra lakog loživog ulja u ložištu može se aproksimirati kompozicijom određenog broja sivih plinova. Koeficijent apsorpcije sivih plinova može se s dovoljnom točnošću modelirati modelom težinske sume sivih plinova (engl. *WSGGM – Weighted Sum of Gray Gasses Model*), čija je osnovna pretpostavka, da se ukupna emisivnost smjese dimnih plinova na duljini puta s može izraziti kao

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^{I} a_{\varepsilon,i}\left(T\right)\left[1-e^{-\kappa_i\, p\, s}\right] \tag{7.178}$$

gdje su $a_{\varepsilon,i}$ težinski faktor emisivnosti za i-ti sivi plin, κ_i koeficijent apsorpcije i-tog sivog plina, p je suma parcijalnih tlakova svih apsorbirajućih plinova (CO_2, H_2O), a s je duljina puta kroz medij. Izraz u uglatim zagradama u jednadžbi (7.178) predstavlja emisivnost i-tog sivog plina. Fizikalno se težinski faktor emisivnosti i-tog sivog plina $a_{\varepsilon,i}$ može interpretirati kao djelomični udio energije crnog tijela u području spektra gdje egzistira sivi plin s koeficijentom apsorpcije κ_i . Za $i = 0$ koeficijentu apsorpcije dodijeljena je vrijednost 0. Suma težinskih faktora mora iznositi $\sum_{i=0}^{I} a_{\varepsilon,i} = 1$.

Za $i = 0$

$$a_{\varepsilon,0}\left(T\right) = 1 - \sum_{i=1}^{I} a_{\varepsilon,i} \tag{7.179}$$

Ovisnost težinskog faktora emisivnosti ostalih sivih plinova o temperaturi najčešće se aproksimira slijedećim izrazom

$$a_{\varepsilon,i}\left(T\right) = \sum_{j=1}^{J} b_{\varepsilon,i,j} T^{j-1} \tag{7.180}$$

gdje su $b_{\varepsilon,i,j}$ temperaturni koeficijenti polinoma. Koeficijenti $b_{\varepsilon,i,j}$ i κ_i uzimaju se iz tablica usklađivanjem jednadžbe (7.178) s eksperimentalno dobivenim podacima ukupne emisivnosti. Traženi faktor apsorpcije za slučaj kad je $s > 10^{-4}$ m određuje se prema slijedećoj jednadžbi

$$a = -\frac{\ln\left(1-\varepsilon\right)}{s} \tag{7.181}$$

Za duljinu puta s uzima se karakteristična duljina kontrolnog volumena.

7.6 MODEL DISKRETNE FAZE

Modelom diskretne faze, koji pripada u skupinu modela dvofaznog toka, provodi se simulacija diskretne faze koju predstavljaju kapljice goriva raspršene u kontinuiranoj fazi – struji zraka. Pri tom se u Lagrangeovom koordinatnom sustavu računaju trajektorije diskretne faze, kao i prijelaz topline i mase od odnosno prema diskretnoj fazi. Predviđa se utjecaj turbulencije na raspršenje kapljica zbog turbulentnih vrtloga prisutnih u kontinuiranoj fazi. Kontinuirana faza se računa pomoću transportnih jednadžbi održanja mase, količine gibanja i energije u Eulerovom koordinatnom sustavu. Model diskretne faze svrstava se u skupinu Euler-Lagrangovih modela.

Da bi se mogao koristiti model diskretne faze, volumni udio raspršene diskretne faze u kontinuiranoj fazi mora biti ≤ 10%. U modelu diskretne faze raspršene čestice loživog ulja predstavljene su parcelama. Sve čestice loživog ulja unutar jedne parcele imaju ista svojstva.

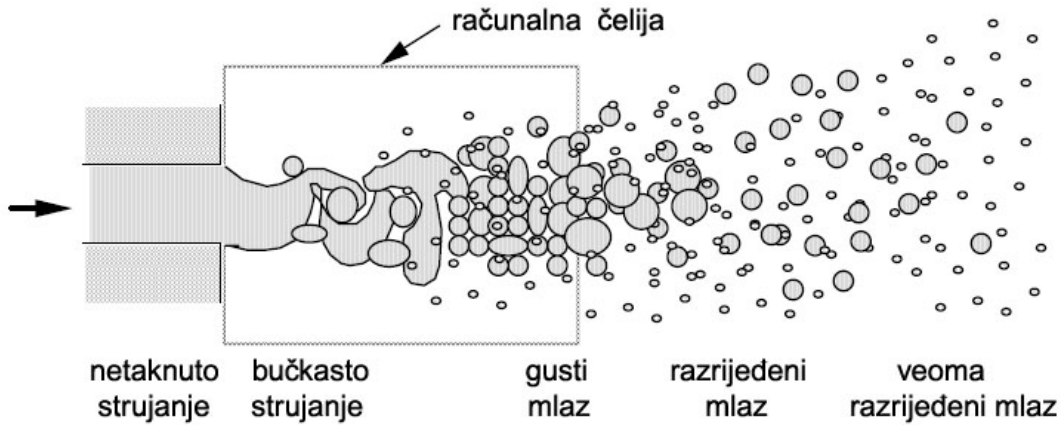
7.6.1 Dvofazni režim strujanja

Na dinamiku i samo isparavanje raspršenih kapljica u mlazu goriva utječe režim samog mlaza. Najvažniji režimi mlaza prikazani su na slici 7.16 [53]. Područje u kojemu raspršene kapljice zauzimaju značajni dio ukupnog volumena dvofazne mješavine naziva se područjem gustog mlaza. Ovaj režim tipičan je za područje na izlazu iz sapnice. Nasuprot tome, kao druga krajnost, javlja se područje veoma razrijeđenog mlaza, gdje raspršene kapljice imaju zanemarivu masu i zauzimaju zanemarivo mali volumen u usporedbi s kontinuiranom fazom. Bez obzira što raspršene kapljice izmjenjuju masu, moment i energiju s kontinuiranom fazom, stanje kontinuirane faze nije značajno promijenjeno uslijed te izmjene. Područje razrijeđenog mlaza predstavlja područje na prijelazu iz gustog u vrlo razrijeđeni mlaz.

U području veoma razrijeđenog mlaza strujanje kontinuirane faze može se računati zanemarujući volumen koji zauzimaju raspršene kapljice, a same kapljice se mogu pratiti koristeći jednadžbu gibanja diskretne faze.

Da bi se izračunala izmjena između diskretne i kontinuirane faze u području veoma razrijeđenog mlaza mogu se primijeniti korelacije za pojedinačnu kapljicu, s obzirom na to da su kapljice dovoljno udaljene jedne od drugih, pa se sudari i druga međusobna djelovanja mogu zanemariti.

U području razrijeđenog mlaza kapljice zauzimaju zanemarivi volumen, ali imaju značajnu masu u usporedbi s kontinuiranom fazom zbog velikog omjera gustoća između kapljevite i plinske faze.



Slika 7.16 Shematski prikaz mlaza

U području gustog mlaza raspršene kapljice zauzimaju značajni dio volumena, ali se i dalje promatraju kao diskretne kapljice u kontinuiranoj plinskoj fazi. Volumni udio plinske faze < 90% uzima se kao početak područja gustog mlaza. U tom području međusobna djelovanja između kapljica kao što su sudari i stapanje pojedinih kapljica postaju iznimno važni. Na brzinu izmjene tada utječu susjedne kapljice.

Područje nazvano tzv. ″bučkastim strujanjem″ definirano je kao područje u kojem je volumni udio kapljevine jednak ili veći od volumnog udjela plina, te kapljevina još nije raspršena u kontinuiranoj plinskoj fazi. Ovakvo strujanje javlja se neposredno na izlazu iz sapnice ili čak unutar same sapnice u području gdje se ubrizgano gorivo tek počinje raspršivati. U ovom slučaju jednadžbe očuvanja mase, momenta i energije za kompresibilna dvofazna strujanja izvedene su uzevši u obzir da obje faze koegzistiraju kao kontinuum. Međutim, oblik i područje primjenjivosti veznih članova između tekuće i plinske faze još uvijek su prilično upitni.

Većina današnjih višedimenzijskih simulacija raspršivanja usvojile su pretpostavke važeće za područje razrijeđenog i veoma razrijeđenog mlaza, gdje se volumen koji zauzima raspršena diskretna faza smatra malim. Jednadžbe plinske faze sadrže izvorne članove kojima se uzimaju u obzir procesi izmjene između raspršene tekuće i plinske faze.

7.6.2 Jednadžba gibanja diskretne faze

Trajektorija ili putanja neke čestice fluida (kapljica ili mjehurić) jest krivulja koju čestica fluida svojim gibanjem opisuje u prostoru. Određuje se integracijom ravnoteže sila koje djeluju na kapljicu u Lagrangeovom koordinatnom sustavu [54].

Jednadžba ravnoteže izjednačava silu inercije kapljice sa silama koje na nju djeluju

$$m_{\mathrm{kap},i}\frac{\mathrm{d}u_{\mathrm{kap},i}}{\mathrm{d}t}=\sum F \tag{7.182}$$

$$\frac{\mathrm{d}u_{\mathrm{kap},i}}{\mathrm{d}t}=F_{\mathrm{D}}\left(u_i-u_{\mathrm{kap},i}\right)+\frac{g_i\left(\rho_{\mathrm{kap}}-\rho\right)}{\rho_{\mathrm{kap}}} \tag{7.183}$$

gdje prvi član na desnoj strani jednadžbe (7.183) predstavlja silu otpora po jedinici mase kapljice, a drugi član silu koja djeluje na česticu uslijed gravitacije.

F_{D} je definiran kako slijedi

$$F_{\mathrm{D}}=\frac{18\mu}{\rho_{\mathrm{kap}}\,d_{\mathrm{kap}}^2}\frac{C_{\mathrm{D}}Re_{\mathrm{kap}}}{24} \tag{7.184}$$

gdje su u brzina kontinuirane faze, u_{kap} brzina gibanja kapljice, μ molekularna viskoznost kontinuirane faze, ρ gustoća kontinuirane faze, ρ_{kap} gustoća kapljice, d_{kap} promjer kapljice.

Relativni Reynoldsov broj Re_{kap}, koji se temelji na promjeru kapljice i relativnoj brzini, definiran je izrazom:

$$Re_{\mathrm{kap}}=\frac{\rho\,d_{\mathrm{kap}}\left|u_{\mathrm{kap}}-u\right|}{\mu} \tag{7.185}$$

C_{D} je koeficijent otpora potreban za određivanje sile otpora. U Fluentu [13] je trenutno na raspolaganju nekoliko načina proračuna koeficijenta otpora C_{D} ovisno o pretpostavljenom obliku raspršene diskretne faze–kapljice. Tako se npr. koeficijent otpora C_{D} za kapljicu u obliku kugle računa prema slijedećem izrazu:

$$C_{\mathrm{D}}=a_1+\frac{a_2}{Re_{\mathrm{kap}}}+\frac{a_3}{Re_{\mathrm{kap}}^2} \tag{7.186}$$

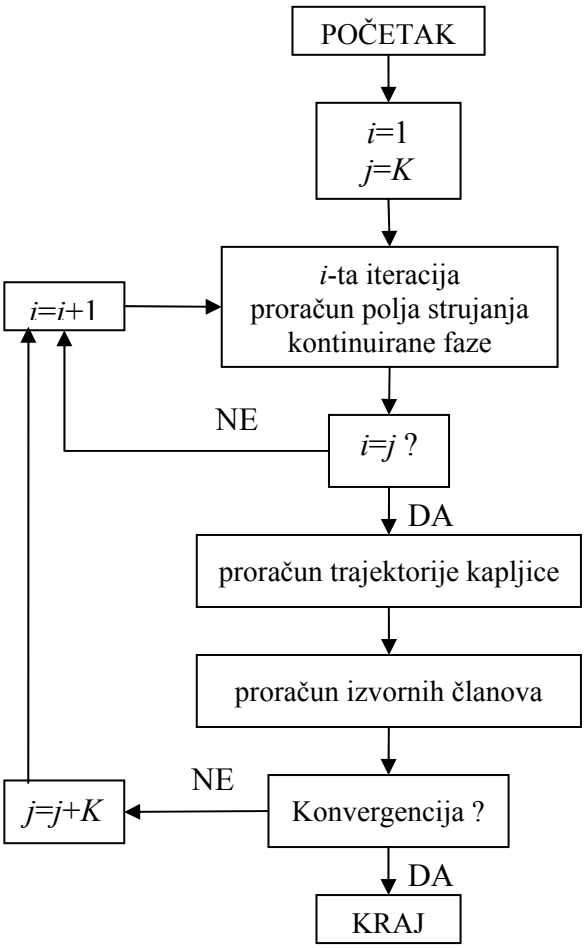
a_1, a_2 i a_3 su konstante koje se upotrebljavaju za glatke kuglaste čestice.

Za nestacionarne modele koji uključuju raspadanje kapljica diskretne faze na raspolaganju stoji pravilo promjenjivog otpora, kojim se uzima u obzir promjenjivi oblik kapljice od kugle do diska u proračunu koeficijenta otpora C_{D}. Naime, kad se kapljica goriva u obliku kugle giba kroz plinsku fazu njezin početni kuglasti oblik značajno se mijenja ukoliko je Weberov broj veliki $We > 20$. S obzirom na to da koeficijent otpora C_{D} uvelike ovisi upravo o obliku kapljice, proračun koeficijenta otpora prema izrazu (7.186) nije zadovoljavajući. Model promjenjivog otpora kapljice dostupan je samo u slučaju kada se koriste modeli raspadanja kapljice (TAB model i valni model) zajedno s nestacionarnim praćenjem raspršenih kapljica.

Jednadžba gibanja kao i pomoćne jednadžbe koje opisuju prijelaz topline i mase integriraju se u diskretnim vremenskim koracima. Integracijom jednadžbe (7.183) dobiva se brzina čestice u svakoj točki po duljini trajektorije

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = u_{\mathrm{kap}} \tag{7.187}$$

Prema [55] proračun trajektorije raspršene kapljice se u pravilu ne provodi nakon svake pojedine iteracije kontinuirane faze, već se provede nekoliko iteracija na strani kontinuirane faze, da bi kontinuirana faza mogla reagirati na promijenjene izvorne članove, koji su javljaju kao posljedica međusobne interakcije diskretne i kontinuirane faze. Na slici 7.17 prikazan je dijagram toka proračuna modela diskretne faze, pri čemu se trajektorije diskretne faze računaju svaku *K*-tu iteraciju kontinuirane faze.



Slika 7.17 Dijagram toka proračuna modela diskretne faze

7.6.3 Turbulentno raspršenje kapljica

U turbulentnom polju strujanja mnoštvo raspršenih kapljica ne giba se uzduž već predodređenih trajektorija. Uslijed stohastičkih oscilatornih gibanja pojedinačne kapljice su tako raspršene, da npr. dvije kapljice, koje su počele svoju putanju na istom mjestu, imaju različite trajektorije. Ovakva pojava naziva se turbulentna disperzija odnosno turbulentno raspršenje kapljica. Zbog utjecaja turbulencije kod kontinuirane faze u osrednjenoj impulsnoj jednadžbi u Eulerovom koordinatnom sustavu javlja se dodatni član nazvan Reynoldsovim naprezanjem, dok kod opisa gibanja raspršene kapljice u Lagrangeovom koordinatnom sustavu nedostaje upravo prikladan član kojim bi se uzeo u obzir utjecaj turbulencije na gibanje kapljice. To opravdava činjenica, da jednadžba gibanja kapljice u Lagarangeovom koordinatnom sustavu vrijedi samo za trenutno stanje. Za proračun trajektorije neke kapljice na nekom određenom mjestu, mora biti poznata trenutna brzina kontinuirane faze, što nije moguće s obzirom na to da se iz osrednjenih Navier-Stokesovih jednadžbi dobivaju osrednjene veličine strujanja. Iz tog razloga se turbulentno raspršenje kapljica uzima u obzir prikladnim modelima.

Turbulentno raspršenje kapljica u kontinuiranoj fazi može se predvidjeti pomoću dva modela:

– stohastični model praćenja (engl. *stochastic tracking model*)

– particle cloud model (engl. *particle cloud model*)

U oba modela kapljice nemaju direktni utjecaj na stvaranje ili rasipanje turbulencije u kontinuiranoj fazi.

Turbulentno raspršenje kapljica u ovom radu modelirano je stohastičnim modelom trajanja turbulentnog vrtloga (engl. *eddy lifetime model*). Model trajanja turbulentnog vrtloga prvi puta je formuliran 1978 od strane Yuu i dr., te je dalje razvijan od strane mnogobrojnih autora (Gosman 1983). Model se zasniva na pretpostavci, da se čestica neki izvjesni vremenski interval nalazi u interakciji s vrtlogom. Prilikom interakcije s vrtlogom pretpostavlja se, da se stanje strujanja u neposrednoj blizini čestice ne mijenja. Tek kad se vrtlog raspadne ili kad čestica napusti vrtlog počinje na česticu utjecati neki drugi vrtlog. Tako je na svom putu kroz polje strujanja čestici utisnuta quasi zamrznuta trenutna snimka turbulentnih struktura. Po svojoj prirodi ova trenutna snimka je čisto slučajna, tako da se sigurna izjava o prosječnom raspršenju čestice može postići tek određivanjem mnoštva pojedinačnih trajektorija.

Životni vijek vrtloga može se procijeniti pomoću karakteristične mjere za vrijeme. Ukoliko se promatra izotropna struktura turbulencije, životni vijek vrtloga može se izračunati direktno iz turbulentne kinetičke energije k i disipacije turbulentne kinetičke energije ε prema slijedećem izrazu

$$T_{\mathrm{L}} = C_{\mathrm{L}} \frac{k}{\varepsilon} \tag{7.188}$$

gdje je C_{L} = 0,15 za k–ε model turbulencije, a T_{L} se još naziva i Lagrangeovo vrijeme integracije.

Za procjenu karakteristične veličine vrtloga koristi se slični izraz

$$l_{\mathrm{v}} = B \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \tag{7.189}$$

Vrijeme koje je potrebno čestici da prijeđe vrtlog karakteristične veličine l_{v} može se procijeniti analitičkim rješavanjem jednadžbe gibanja, te se uzimanjem u obzir određenih pretpostavki dobiva izraz

$$\tau_{\mathrm{r}} = -\tau \cdot \ln \left[1 - \frac{l_{\mathrm{v}}}{\tau \cdot \left| u - u_{\mathrm{kap}} \right|} \right] \tag{7.190}$$

gdje su τ vrijeme relaksacije čestice, $\left| u - u_{\mathrm{kap}} \right|$ relativna brzina čestice. Navedena jednadžba nema rješenja, ukoliko je vrijeme relaksacije čestice τ znatno manje od životnog vijeka trajanja vrtloga T_{L} ili ukoliko je relativna ulazna brzina čestice u vrtlog veoma mala. Udaljenost koju čestica prevali unutar vrtloga je u tom slučaju manja od karakteristične veličine vrtloga l_{v}, što znači da čestica ostaje uhvaćena u vrtlogu.

Da bi se predvidjelo turbulentno raspršenje kapljica uslijed turbulencije u jednadžbu gibanja diskretne faze (7.183) uvrštava se trenutna brzina kontinuirane faze:

$$u = \bar{u} + u'(t) \tag{7.191}$$

Fluent [13] koristi stohastičnu metodu prilikom određivanja trenutne brzine kontinuirane faze.

Svaki turbulentni vrtlog definiran je Gausovom distribucijom slučajnih fluktuacija brzina u_i' i vremenom trajanja vrtloga τ_v. Uz pretpostavku da se raspodjela fluktuirajućih komponenti brzina, koje prevladavaju tijekom trajanja turbulentnog vrtloga, može aproksimirati Gausovom krivuljom, dobiva se:

$$u_i' = \varsigma\sqrt{\overline{u'^2}} \tag{7.192}$$

gdje je ζ normalno distribuirani slučajni broj.

S obzirom na to da je kinetička energija turbulencija k poznata u svakoj točki strujanja, uz pretpostavljenu izotropnost, za fluktuirajuće komponente brzine vrijedi:

$$\sqrt{\overline{u'^2}} = \sqrt{\overline{v'^2}} = \sqrt{\overline{w'^2}} = \sqrt{\frac{2}{3}k} \tag{7.193}$$

Karakteristično vrijeme trajanja vrtloga τ_v definirano je kao konstanta jednadžbom

$$\tau_v = 2T_L \tag{7.194}$$

ili

$$\tau_v = -T_L \cdot \log\left(r\right) \tag{7.195}$$

gdje je r uniformno distribuirani slučajni broj između 0 i 1.

Kao vrijeme interakcije čestice s pojedinim vrtlogom uzima se manja vrijednost između karakterističnog vremena trajanja vrtloga τ_v i vremena potrebnog za prijelaz čestice preko vrtloga τ_r:

$$\tau_{turb} = \min\left(\tau_v, \tau_r\right) \tag{7.196}$$

Prema konceptu modela trajanja turbulentnog vrtloga unutar vremenskog intervala τ_{turb} na česticu djeluje brzina kontinuirane faze koja ima konstantnu vrijednost unutar tog vrtloga. Završetkom vremenskog intervala interakcije čestice s pojedinim vrtlogom τ_{turb} računaju se nove vrijednosti trenutnih brzina, koje odgovaraju novom turbulentnom vrtlogu.

7.6.4 Jednadžbe izmjene topline i mase kod diskretne faze

Proces izgaranja raspršenih kapljica ulja u kontinuiranoj fazi zraka može se raščlaniti na faze. Svaka faza opisuje se određenim zakonima po kojima se odvija prijenos topline i mase. Pri tome značajnu ulogu igra tip čestice (inertna čestica, kapljica, goriva čestica). U nastavku slijedi opis zakona za pojedine faze kapljica loživog ulja raspršenih u kontinuiranoj fazi zraka. Faze kroz koje prolazi raspršena kapljica ulja nakon izlaska iz plamenika i raspršivanja, a prije zapaljenja:

1. faza zagrijavanja raspršenih kapljica ulja
2. faza isparavanja
3. faza ključanja

1. Faza inertnog zagrijavanja raspršenih kapljica

Zakon inertnog zagrijavanja primjenjuje se u slučaju kad je temperatura kapljice T_{kap} niža od temperature isparavanja T_{isp}

$$T_{\text{kap}} < T_{\text{isp}} \tag{7.197}$$

Jednadžba koja opisuje prijenos topline dobivena je iz toplinske ravnoteže kapljice:

$$m_{\text{kap}} \cdot c_{p,\text{kap}} \cdot \frac{\mathrm{d}T_{\text{kap}}}{\mathrm{d}t} = \alpha \cdot A_{\text{kap}} \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}}\right) + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot A_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^4 - T_{\text{kap}}^4\right) \tag{7.198}$$

gdje su m_{kap} masa kapljice, $c_{p,\text{kap}}$ specifični toplinski kapacitet kapljice, A_{kap} oplošje kapljice, T_{∞} lokalna temperatura kontinuirane faze, α koeficijent prijelaz topline, ε_{kap} emisijski faktor kapljice ulja (Prilog 3, slika 10), σ Stefan-Boltzmannova konstanta, [$5{,}67 \cdot 10^{-8}$ W/(m^{2}K^4)].

Temperatura zračenja T_{R} definirana je slijedećim izrazom

$$T_{\text{R}} = \left(\frac{\int\limits_{\Omega=4\pi} I \cdot \mathrm{d}\Omega}{4\sigma} \right)^{1/4} \tag{7.199}$$

gdje je I intenzitet zračenja u [W/m^2], Ω kut u [rad].

Prvi član na desnoj strani jednadžbe (7.198) opisuje prijenos topline konvekcijom dok drugi član opisuje izmjenu topline zračenjem. Pretpostavljena je jednolika raspodjela temperature po čitavom volumenu kapljice. Tokom ove faze raspršene kapljice ne izmjenjuju masu s kontinuiranom fazom i ne sudjeluju u kemijskoj reakciji.

Koeficijent prijelaza topline konvekcijom α određuje se prema jednadžbi Ranza i Marshalla:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{\text{kap}}}{\lambda_{\infty}} = 2,0 + 0,6 \cdot Re_{\text{kap}}^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{7.200}$$

gdje su d_{kap} promjer kapljice, λ_{∞} koeficijent toplinske vodljivosti kontinuirane faze, Pr Prandtlov broj kontinuirane faze. Relativni Reynoldsov broj Re_{kap} definiran je izrazom (7.185).

Jednadžba (7.198) može se napisati u obliku:

$$m_{\text{kap}} \cdot c_{p,\text{kap}} \cdot \frac{\mathrm{d}\, T_{\text{kap}}}{\mathrm{d}\, t} = A_{\text{kap}} \cdot \left[-\left(\alpha + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot T_{\text{kap}}{}^{3} \right) \cdot T_{\text{kap}} + \left(\alpha \cdot T_{\infty} + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot T_{\text{R}}{}^{4} \right) \right] \tag{7.201}$$

Nakon što je izračunata putanja kapljice, integrira se jednadžba (7.201) da bi se dobila temperatura kapljice u slijedećem vremenskom trenutku:

$$T_{\text{kap}}\left(t + \Delta t\right) = \beta_{\text{1-kap}} + \left[T_{\text{kap}}\left(t\right) - \beta_{\text{1-kap}} \right] e^{-\beta_{\text{2-kap}} \Delta t} \tag{7.202}$$

gdje je Δt vremenski korak integracije i

$$\beta_{\text{1-kap}} = \frac{\alpha T_{\infty} + \varepsilon_{\text{kap}} \sigma T_{\text{R}}^{4}}{\alpha + \varepsilon_{\text{kap}} \sigma T_{\text{kap}}^{3}\left(t\right)} \tag{7.203}$$

$$\beta_{\text{2-kap}} = \frac{A_{\text{kap}} \left(\alpha + \varepsilon_{\text{kap}} \sigma\, T_{\text{kap}}^{3}\left(t\right) \right)}{m_{\text{kap}}\, c_{p,\text{kap}}} \tag{7.204}$$

2. Faza isparavanja

Faza isparavanja počinje kada temperatura kapljica dostigne temperaturu isparavanja T_{isp} i traje sve dok kapljice ne postignu temperaturu vrelišta T_{vre}.

$$T_{\text{isp}} < T_{\text{kap}} < T_{\text{vre}} \tag{7.205}$$

Jednadžba izmjene topline proširena je za član izmjene topline uslijed isparavanja:

$$m_{\text{kap}} \cdot c_{\text{kap}} \cdot \frac{\mathrm{d}\, T_{\text{kap}}}{\mathrm{d}\, t} = \alpha \cdot A_{\text{kap}} \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}} \right) + \frac{\mathrm{d}\, m_{\text{kap}}}{\mathrm{d}\, t} \cdot r + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot A_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^{4} - T_{\text{kap}}^{4} \right) \tag{7.206}$$

gdje su $\mathrm{d}m_{\text{kap}}/\mathrm{d}t$ brzina isparavanja u [kg/s], r latentna toplina isparavanja u [J/kg].

Masa kapljice ulja smanjuje se prema izrazu:

$$m_{\text{kap}}\left(t + \Delta t\right) = m_{\text{kap}}\left(t\right) - J_{\text{G}} \cdot A_{\text{kap}} \cdot M_{i} \cdot \Delta t \tag{7.207}$$

gdje su J_{G} molarni fluks gorivih para u [kmol/m^{2}s], M_{i} moralna masa u [kg/kmol].

Molarni fluks gorivih para:

$$J_{\mathrm{G}} = \Gamma_{\mathrm{G}} \cdot \left(c_{i,s} - c_{i,\infty} \right) \tag{7.208}$$

gdje su Γ_{G} koeficijent prijenosa mase u [m/s], $c_{i,s}$ koncentracija pare na površini kapljice u [kmol/m^3], $c_{i,\infty}$ koncentracija pare u kontinuiranoj fazi u [kmol/m^3].

Koeficijent prijenosa mase Γ_{G} određuje se iz Nusseltove jednadžbe:

$$Nu = \frac{\Gamma_{\mathrm{G}} \cdot d_{\mathrm{kap}}}{D_{\mathrm{G}}} = 2 + 0,6 \cdot Re^{1/2} \cdot Sc^{1/3} \tag{7.209}$$

gdje je D_{G} koeficijent difuzije pare goriva u plinsku fazu u [m^2/s].

Sc predstavlja Schmidtov broj definiran slijedećim izrazom:

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D_{\mathrm{G}}} \tag{7.210}$$

Koncentracija pare na površini kapljice $c_{i,s}$ računa se, uz pretpostavku da je parcijalni tlak pare na granici jednak tlaku zasićenja p_{zas}, prema jednadžbi:

$$c_{i,s} = \frac{p_{\mathrm{zas}}\left(T_{\mathrm{kap}}\right)}{\Re \cdot T_{\mathrm{kap}}} \tag{7.211}$$

Definiranje tlaka zasićenja p_{zas} EL loživog ulja u ovisnosti o temperaturi zasićenja ulja kritično je, jer predstavlja pogonsku silu u procesu isparavanja. Tlak zasićenja p_{zas} EL loživog ulja u ovisnosti o temperaturi zasićenja T_{zas} dan je u Prilogu 3, slike 8 i 9.

Koncentracija pare u kontinuiranoj fazi $c_{i,\infty}$ dobiva se iz PDF tablica u slučaju nepredmiješanog izgaranja:

$$c_{i,\infty} = X_i \cdot \frac{p_{\mathrm{op}}}{\Re \cdot T_{\infty}} \tag{7.212}$$

gdje je X_i molni udio kemijske vrste i p_{op} radni tlak.

3. Faza ključanja

Faza ključanja počinje kad kapljice dostignu temperaturu vrelišta T_{vre}.

$$T_{\text{kap}} \geq T_{\text{vre}} \tag{7.213}$$

Jednadžba izmjene topline, uz pretpostavljenu konstantnu temperaturu kapljice tokom ključanja

$$-\frac{\mathrm{d}\, m_{\text{kap}}}{\mathrm{d}\, t} \cdot r = \alpha \cdot A_{\text{kap}} \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}}\right) + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot A_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^4 - T_{\text{kap}}^4\right) \tag{7.214}$$

Uz pretpostavku da raspršena kapljica ulja poprima oblik kugle, oplošje i volumen kapljice iznose:

$$A_{\text{kap}} = \pi \cdot {d_{\text{kap}}}^2, \quad V_{\text{kap}} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot {d_{\text{kap}}}^3 \tag{7.215}$$

pa se dobiva

$$-\frac{\mathrm{d}\left(d_{\text{kap}}\right)}{\mathrm{d}\, t} = \frac{6}{\rho_{\text{kap}} \cdot r} \cdot \left[\alpha \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}}\right) + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^4 - T_{\text{kap}}^4\right)\right] \tag{7.216}$$

$$-\frac{\mathrm{d}\left(d_{\text{kap}}\right)}{\mathrm{d}\, t} = \frac{6}{\rho_{\text{kap}} \cdot r} \cdot \left[\frac{\lambda_{\infty} \cdot Nu}{d_{\text{kap}}} \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}}\right) + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^4 - T_{\text{kap}}^4\right)\right] \tag{7.217}$$

Uvrštavanjem jednadžbe (7.200) prema Ranzu i Marshallu za Nuseltov broj dobiva se

$$-\frac{\mathrm{d}\left(d_{\text{kap}}\right)}{\mathrm{d}\, t} = \frac{6}{\rho_{\text{kap}} \cdot r} \cdot \left[\frac{\lambda_{\infty} \cdot \left(2 + 0{,}6 \cdot {Re_{\text{d}}}^{1/2} \cdot Pr^{1/3}\right)}{d_{\text{kap}}} \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}}\right) + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^4 - T_{\text{kap}}^4\right)\right] \tag{7.218}$$

$$-\frac{\mathrm{d}\left(d_{\text{kap}}\right)}{\mathrm{d}\, t} = \frac{6}{\rho_{\text{kap}} \cdot r} \cdot \left[\frac{2 \cdot \lambda_{\infty} \cdot \left(1 + 0{,}3 \cdot {Re_{\text{d}}}^{1/2} \cdot Pr^{1/3}\right)}{d_{\text{kap}}} \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}}\right) + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^4 - T_{\text{kap}}^4\right)\right] \tag{7.219}$$

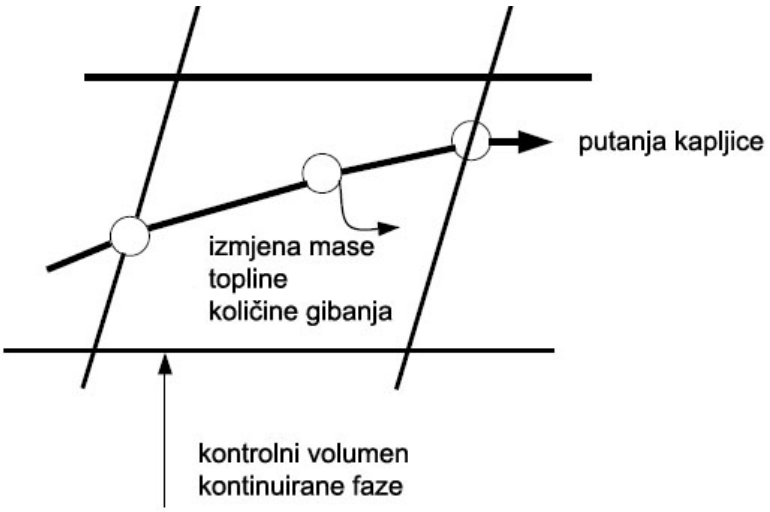
Ukoliko se za Prandtlov broj uvrsti empirijska konstanta $Pr = 0{,}45$ dobiva se

$$-\frac{\mathrm{d}\left(d_{\text{kap}}\right)}{\mathrm{d}\, t} = \frac{6}{\rho_{\text{kap}} \cdot r} \cdot \left[\frac{2 \cdot \lambda_{\infty} \cdot \left(1 + 0{,}23 \cdot {Re_{\text{d}}}^{1/2}\right)}{d_{\text{kap}}} \cdot \left(T_{\infty} - T_{\text{kap}}\right) + \varepsilon_{\text{kap}} \cdot \sigma \cdot \left(T_{\text{R}}^4 - T_{\text{kap}}^4\right)\right] \tag{7.220}$$

Toplina potrebna za isparavanje kapljica pojavljuju se kao negativni član odnosno ponor topline u energetskoj jednadžbi kontinuirane faze. Ispareno gorivo ulazi u kontinuiranu fazu kao kemijska vrsta.

7.6.5 Interakcija kontinuirane i diskretne faze

Između kontinuirane i diskretne faze dolazi do izmjene mase, količine gibanja i topline.



Slika 7.18 Izmjena mase, topline i količine gibanja između kontinuirane i diskretne faze

Masa koja isparavanjem goriva prelazi u kontinuiranu fazu određuje se na osnovu promjene mase kapljica pri prolasku kroz kontrolni volumen prema:

$$S_{\mathrm{m,kap}} = \frac{\Delta m_{\mathrm{kap}}}{m_{\mathrm{kap0}}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{kap0}} \tag{7.221}$$

gdje je Δm_{kap} promjena mase kapljica u kontrolnom volumenu u [kg], m_{kap0} početna masa kapljica u [kg], $\dot{m}_{\mathrm{kap0}}$ početni maseni protok kapljica u [kg/s]. $S_{\mathrm{m,kap}}$ pojavljuje se u jednadžbi kontinuiteta kontinuirane faze kao izvor mase.

Količina gibanja koja se prenese od kontinuirane faze prema diskretnoj fazi računa se na osnovu promjene količine gibanja kapljice prolaskom kroz kontrolni volumen kontinuirane faze prema:

$$S_{\mathrm{f,kap},i} = \sum \left[\frac{3\,\mu\, C_{\mathrm{D}}\, Re_{\mathrm{kap}}}{4\,\rho_{\mathrm{kap}}\, d_{\mathrm{kap}}^{\,2}} \left(u_{\mathrm{kap},i} - u_i \right) + F_0 \right] \cdot \dot{m}_{\mathrm{kap}} \cdot \Delta t \tag{7.222}$$

gdje su μ dinamička viskoznost kontinuirane faze u [Pas], C_{D} koeficijent trenja, ρ_{kap} gustoća kapljice u [kg/m^3], d_{kap} promjer kapljice u [m], u_{kap} brzina kapljice u [m/s], u brzina kontinuirane faze u [m/s], F_{o} ostale sile interakcije u [N], $\dot{m}_{\mathrm{kap}}$ maseni protok kapljica u [kg/s], Δt vremenski korak u [s]. $S_{\mathrm{f,kap},i}$ pojavljuje se u jednadžbi količine gibanja kontinuirane faze kao ponor.

Toplina koju kontinuirana faza prenosi diskretnoj fazi (kapljici) jednaka je promjeni toplinske energije kapljice pri prolasku kroz kontrolni volumen i računa se prema:

$$S_{\mathrm{h,kap}} = \left(\frac{\bar{m}_{\mathrm{kap}}}{m_{\mathrm{kap0}}} \cdot c_{p,\mathrm{kap}} \cdot \Delta T_{\mathrm{kap}} - \frac{\Delta m_{\mathrm{kap}}}{m_{\mathrm{kap0}}} \cdot r \right) \cdot \dot{m}_{\mathrm{kap0}} \tag{7.223}$$

gdje su $\bar{m}_{\mathrm{kap}}$ srednja vrijednost mase kapljica u kontrolnom volumenu u [kg], m_{kap0} početna masa kapljica u [kg], $c_{p,\mathrm{kap}}$ specifični toplinski kapacitet kapljica u [J/kgK], ΔT_{kap} promjena temperature kapljice u kontrolnom volumenu u [K], Δm_{kap} promjena mase kapljice u kontrolnom volumenu u [kg], $\dot{m}_{\mathrm{kap0}}$ početni maseni protok kapljica u [kg/s]. $S_{\mathrm{h,kap}}$ pojavljuje se u energetskoj jednadžbi kontinuirane faze kao ponor.

8. NUMERIČKI MODEL PROTOTIPA NT–KOTLA

Pomoću komercijalnog programskog paketa Fluent verzija 6.2 [13], kod kojeg se numerički model zasniva na metodi kontrolnih volumena, razvijen je model NT–kotla i numerički simuliran rad trećeg i četvrtog prototipa NTK25 sa svrhom utvrđivanja i sprječavanja kondenzacije dimnih plinova na stijenkama za izmjenu topline. Da bi se spriječila pojava kondenzacije dimnih plinova na ogrjevnim stijenkama NT–kotla potrebno je temperaturu ogrjevnih stijenki na strani dimnih plinova održavati iznad dogovorom utvrđene granične temperature stijenke od 65 °C.

U poglavlju 4 je zasebno analizirana dimovodna cijev s umetnutim turbulatorima i bez njih u širokom području parametara kojima se može utjecati na pojavu kondenzacije dimnih plinova. Cilj provedenih numeričkih simulacija dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorima i bez njih je bio dobiti raspodjelu temperature na stijenkama dimovodnih cijevi na strani dimnih plinova da bi se spriječila kondenzacija dimnih plinova. Naveden je problem definiranja mreže kod dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorom u obliku zavojnice. Tako mreža samo jedne dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut iziskuje cca 10^6 kontrolnih volumena. Dakle, s obzirom na to da promatrani prototip NTK25 ima četiri dimovodne cijevi, to znači da samo na mrežu dimovodnih cijevi s umetnutim turbulatorima otpada $4 \cdot 10^6$ kontrolnih volumena. S raspoloživim računalom (4 GB RAMa) u ovom je radu bilo nemoguće generirati mrežu prototipa NT–kotla sa spomenutim turbulatorima.

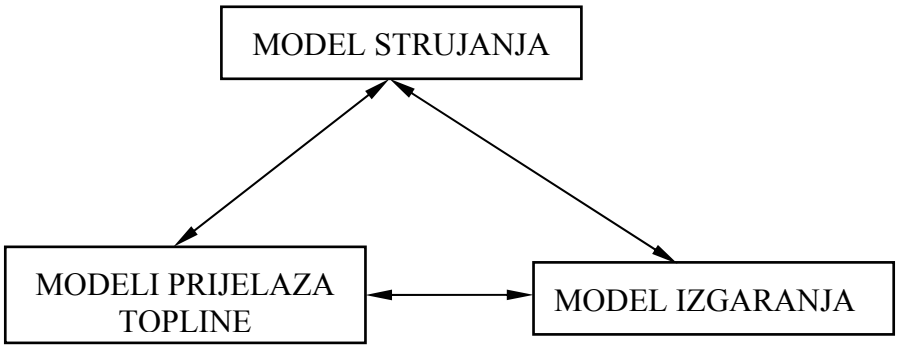
Upravo iz tog razloga su u nastavku provedene samo numeričke simulacije trećeg i četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora s glavnim ciljem dobivanja temperaturne raspodjele preostalih ogrjevnih stijenki NT–kotla, a to su cilindrična stijenka i podnica reverzibilnog ložišta, prednja cijevna stijenka i stijenka predkomore.

Računalna mreža trećeg i četvrtog prototipa NTK25 generirana je pomoću programskog paketa Gambit verzija 2.2 [14].

8.1 PRISTUP POSTAVLJANJU MODELA

Općenito u numeričkoj simulaciji NT–kotla potrebno je promatrati tri glavna procesa (slika 8.1):

1. *strujanje* (konvektivni transport goriva, zraka potrebnog za izgaranje i nastalih dimnih plinova, te vode),
2. *kemijska reakcija* (kemijska pretvorba goriva i zraka potrebnog za izgaranje u dimne plinove),
3. *prijelaz topline* (unutar plamena, te između plamena i okolnih stijenki zračenjem, konvekcijom i provođenjem topline).



Slika 8.1 Međusobna povezanost glavnih procesa

Prototip NTK25, čiji je rad potrebno numerički simulirati, opremljen je ventilatorskim pretlačnim uljnim plamenikom B10 firme Bentone (slike 2.23 i 2.24), čija sapnica plamenika ima promjer 0,85 mm, dok kut raspršivanja ulja iznosi 60°. Raspršeno ulje poprima oblik punog stošca tip S. Za stabilizaciju plamena kod spomenutog plamenika koristi se kombinacija vrtloženja i zastojne ploče. Element za vrtloženje (tzv. vrtložnik), smješten je na početnom dijelu plamenika kroz koji prostrujava samo zrak, a zastojna ploča je smještena neposredno iza vrha sapnice plamenika. Zbog svoje složene geometrije, oni također iziskuju mrežu s velikim brojem kontrolnih volumena.

Kao što je već navedeno u poglavlju 7, gorivo i zrak potreban za izgaranje ulaze u ložište NTK25 u zasebnim strujama, te se zatim miješanje i izgaranje odvija istovremeno u ložištu. Radi se dakle o nepredmiješanom izgaranju. Kako prilikom odabira modela nepredmiješanog izgaranja Fluent [13] ne dozvoljava definiranje nekog drugog fluida (u ovom slučaju vode i zraka u zračnom sloju između unutarnje i vanjske cijevi) osim nastalih dimnih plinova, računalna domena prototipa NTK25 podijeljena je na dva osnovna modela:

1. model na strani izgaranja (uljni plamenik, reverzibilno ložište i predkomora)
2. model na strani vode s dimnim plinovima u dimovodnim cijevima bez turbulatora.

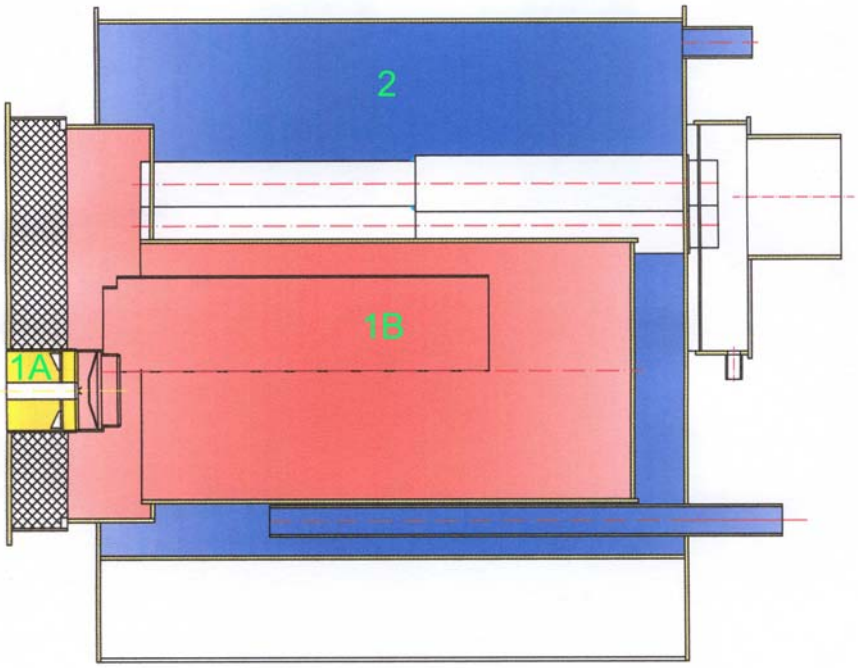
Nadalje, zbog ograničene memorije i snage računala, model na strani izgaranja, koji obuhvaća također i plamenik s dva izuzetno zahtjevna elementa za modeliranje vrtložnik i zastojnu ploču, podijeljen je na dva dijela:

1A. model vrtložnika, gdje struji samo zrak

1B. model na strani izgaranja (dio plamenika sa zastojnom pločom, reverzibilno ložište i predkomora)

Bilo bi idealno, da se dio plamenika s vrtložnikom nalazi zajedno sa zastojnom pločom plamenika i prostorom kotla u kome nastaju odnosno struje dimni plinovi u istoj računalnoj domeni, ali kako je već objašnjeno, daljnje dijeljenje modela na strani dimnih plinova bilo je nužno provesti.

Dimovodne cijevi, bez obzira što u njih nisu umetnuti turbulatori, dodijeljene su modelu na strani vode da bi se rasteretila strana dimnih plinova, s obzirom na to da je strana vode manje zahtjevna kako u pogledu generiranja mreže tako i u pogledu korištenih modela. Opisana podjela računalne domene NTK25 može se vidjeti na slici 8.2.



Slika 8.2 NTK25 – podjela kotla na tri modela

1A. model vrtložnika

1B. model na strani izgaranja (dio plamenika sa zastojnom pločom, ložište i predkomora)

2. model na strani vode s dimnim plinovima u dimovodnim cijevima

Detaljni numerički model svih procesa koji se odvijaju u NTK25 loženom EL loživim uljem obuhvaća:

- prostrujavanje zraka potrebnog za izgaranje preko vrtložnika,

- ubrizgavanje EL loživog ulja preko sapnice plamenika,
- miješanje raspršenih kapljica EL loživog ulja sa zrakom i izgaranje,
- turbulentno strujanje gorive smjese i dimnih plinova, te strujanje vode
- prijenos topline konvekcijom i zračenjem od strane dimnih plinova na stijenke ložišta i dimovodne cijevi, te od stijenki na vodu.

Prostrujavanje zraka potrebnog za izgaranje preko vrtložnika – model vrtložnika 1A može se promatrati kao čisto strujanje fluida preko vrtložnog elementa, pri čemu zrak dobiva tangencijalnu komponentu brzine, a u osi nastaje polje strujanja s nižim brzinama. Uz jednadžbu kontinuiteta i jednadžbe količine gibanja (u smjeru x, y i z), potrebno je odabrati i model turbulencije kojim se opisuje turbulentno strujanje zraka.

Model na strani izgaranja 1B daleko je najsloženiji i najzahtjevniji jer se u njemu odvija ubrizgavanje diskretne faze EL loživog ulja, raspršivanje ulja i miješanje s kontinuiranom fazom–zrakom, izgaranje, turbulentno strujanje gorive smjese i nastalih dimnih plinova, te složeni prijelaz topline zračenjem, konvekcijom i kondukcijom preko stijenki ložišta na stranu vode. Postoji dakle niz modela koji su međusobno povezani. Simulacija diskretne faze EL loživog ulja provodi se modelom diskretne faze. Izgaranje je obuhvaćeno modelom nepredmiješanog izgaranja s ravnotežnom kemijom pod pretpostavkom da je trajanje kemijskih reakcija zanemarivo kratko u usporedbi s vremenom potrebnim za miješanje reaktanata. Međusobni utjecaj kemije i turbulencije uzet je u obzir pomoću funkcije gustoće vjerojatnosti PDF. Od ponuđenih modela zračenja odabran je model diskretnih ordinata DO, s obzirom na to da on uzima u obzir izmjenu topline između nastalih dimnih plinova i raspršenih kapljica EL loživog ulja.

Model 2 na strani vode s dimnim plinovima u dimovodnim cijevima je računski manje zahtjevan te jednostavan u pogledu postizanja konvergencije. Kako sastav dimnih plinova nije od presudnog značenja za ovaj rad, definiran je općeniti fluid – dimni plinovi. Fizikalna svojstva nastalih dimnih plinova nalaze se u Prilogu 2, a dobivena su pomoću demo softwarea [40] na osnovi volumnih udjela nastalih dimnih plinova. Od modela turbulencije korišten je standardni $k - \varepsilon$ model turbulencije, čije glavne prednosti su kratko vrijeme računanja, stabilnost te prihvatljivi rezultati za mnoga strujanja. Ne preporuča ga se za vrtložna strujanja. Osim jednadžbe kontinuiteta, jednadžbe količine gibanja, k i ε jednadžbe, uključena je naravno i energetska jednadžba. U modelu je uzeto u obzir i zračenje preko modela diskretnih ordinata DO.

8.2 NUMERIČKE SIMULACIJE DRUGIH AUTORA

Velik broj radova posvećenih numeričkim simulacijama turbulentnog izgaranja goriva u plinovitom stanju se može naći u literaturi. Već je naglašeno da numerička simulacija izgaranja loživih ulja općenito predstavlja svojevrsni izazov. Uz poteškoće koje su prisutne kod izgaranja plinske faze, kao što su modeliranje turbulencije, izgaranja i prijelaza topline zračenjem, kod izgaranja loživih ulja javljaju se još dodatne složene pojave. Tu se prije svega ubrajaju raspršivanje, isparavanje i izgaranje raspršenih kapljica.

U literaturi se može naći relativno mali broj radova koji se bave simulacijom izgaranja loživih ulja općenito. U navedenim radovima se uglavnom promatra samo strana dimnih plinova.

Saario i drugi [6] su koristili komercijalni kod Fluent baziran na metodi kontrolnih volumena za simulaciju izgaranja teškog loživog ulja u cilindričnom ložištu. Od modela turbulencije uspoređivali su standardni $k–\varepsilon$ model turbulencije i RSM (engl. *Reynolds Stress Model*). Model izgaranja je također baziran na konzervativnom skalaru (udio smjese) te se zasniva na funkciji gustoće vjerojatnosti. Putanje kapljica teškog loživog ulja računaju se rješavanjem momentnih jednadžbi za kapljice u Lagrangeovom koordinatnom sustavu. Dodatno su promatrali formaciju čađe i dušičnih oksida s obzirom na to da se radi o teškom loživom ulju. Rezultate dobivene numeričkom simulacijom ložišta provedenom u Fluentu usporedili su s rezultatima mjerenja. Došli su do zaključka da standardni $k–\varepsilon$ model turbulencije nije pogodan za jaka vrtložna strujanja u ložištu (vrtložni broj sekundarnog zraka iznosio je S = 1,1). RSM model se pokazao kao bolji u predviđanju polja strujanja kod jakih vrtložnih strujanja. Međutim postizanje konvergencije s RSM modelom je bilo znatno teže. Korišteni su mali podrelaksacijski faktori da bi se postigla konvergencija, a time se je povećalo vrijeme računanja. U zaključku su istaknuli prednost RSM modela pred standardnim $k–\varepsilon$ modelom turbulencije kod jakih vrtložnih strujanja i naveli su da model turbulencije ima važnu ulogu u postizanju dobrih rezultata. Naravno, istaknuli su da dobiveni rezultati simulacije ložišta na teško loživo ulje ne ovise samo o modelu turbulencije, već o nizu drugih pretpostavki kao što su kemija i modeli izgaranja, numeričke sheme i definiranje graničnih uvjeta. Nadodali su da je teško razlikovati koliko i na koji način svaka od tih pretpostavki utječe na konačno rješenje dobiveno simulacijom.

Furuhata i drugi [7] su modelirali izgaranje teškog loživog ulja stabiliziranog zastojnom pločom s ukupno osam krilca, te su usporedili rezultate numeričke simulacije s rezultatima mjerenja. Analizirali su strujanje nastalih dimnih plinova, sastav dimnih plinova i raspodjelu temperature unutar ložišta. Za opis turbulentnog polja strujanja korišten je $k–\varepsilon$ model turbulencije. U slučaju hladnog strujanja (slučaj bez izgaranja) dobiveni rezultati polja strujanja su se dobro slagali s mjerenim rezultatima. Međutim u slučaju izgaranja simulacijom se nije dobro odredila temperatura, te koncentracije O_2 i CO_2 u blizini zastojne ploče. Primjenjivost $k–\varepsilon$ modela turbulencije je upitna, s obzirom na to da se oko zastojne ploče javlja složeno strujanje. Zaključeno je da simulacija ne može točno odrediti interakciju između recirkulacijskog strujanja nastalog iza zastojne ploče i kapljica goriva.

Vuthaluru i drugi [56] su koristili Fluent za 3D simulaciju kotla snage 500 MW na ugljen. Koristili su model nepredmiješanog izgaranja s diskretnom fazom ugljena, standardni $k–\varepsilon$ model turbulencije, funkciju gustoće vjerojatnosti PDF i model zračenja P1. Sastav goriva je zadan empirijski isto kao i u slučaju izgaranja loživog ulja. Analizirali su putanje čestica ugljena da bi odredili uzroke nastajanja problema prilikom izgaranja ugljena u kotlu kao što su fouling plamenika, područja s visokim udjelom neizgorenog ugljika, te temperature u različitim dijelovima kotla za vrijeme procesa izgaranja. Istraživali su utjecaj faktora pretička zraka na raspodjelu temperature u ložištu. Dobili su dobra podudaranja rezultata dobivenih numeričkom simulacijom koristeći Fluent i rezultata mjerenja. Rezultati dobiveni simulacijom pokazali su svoju praktičnu vrijednost u optimizaciji učina kotla.

Barreiros i drugi [57] su proveli numeričku i eksperimentalnu studiju cilindričnog ložišta na teško loživo ulje. Otkrili su da je poznavanje inicijalnih brzina i raspodjele veličina kapljica presudno za realističnu simulaciju. Nedostatna točnost rezultata pripisana je $k–\varepsilon$ modelu turbulencije, koji nije mogao točno predvidjeti vrtložno strujanje. Navedeni su rezultati za dušične okside NO_x i emisije čestica kao funkcija vrtložnog broja plamenika, te je zaključeno da se dušični oksidi NO_x i čestice mogu smanjiti ukoliko se provede brzo isparavanje kapljica ulja te se osigura dulje vrijeme zadržavanja čestica u unutarnjoj recirkulacijskoj zoni plamenika.

Opsežnu eksperimentalnu studiju ložišta s detaljnim podacima o temperaturi dimnih plinova, te koncentracijama O_2, CO, CO_2 i NO za pet vrsta plamenova s različitim faktorima pretička zraka, vrtložnim brojevima, različitim omjerima zraka i goriva proveli su Byrnes i drugi [58]. Proveli su i numeričke simulacije, kojima su dobili prihvatljive rezultate i u području plamenika, iako su koristili standardni $k–\varepsilon$ model turbulencije.

Xia i drugi [59] su proveli numeričku i eksperimentalnu studiju jakog vrtložnog strujanja (vrtložni broj iznosi S = 1,68) u ložištu opremljenom s vrtložnikom posebne konstrukcije. Simulacija samog vrtložnika nije provedena u ovom radu, već su brzine vode na ulazu u ložište preuzete iz 3D numeričke simulacije turbulentnog strujanja unutar vrtložnika. Ložište je cilindričnog oblika, unutarnjeg promjera 288 mm i duljine 1 200 mm sa suženim dijelom na izlazu iz ložišta. Prozirne stijenke ložišta napravljene od pleksiglasa omogućuju vizualizaciju strujanja. S obzirom na to da se u radu promatra vrtložno turbulentno strujanje bez izgaranja, kao radni medij je korištena voda iz slavine. Provedena je 2D numerička simulacija polovice ložišta. Glavni cilj studije je bio objasniti karakteristike turbulentnog vrtložnog strujanja koje se javlja u ložištima. Za predviđanje turbulentnog vrtložnog strujanja korišteni su slijedeći modeli turbulencije: standardni k–ε, RNG k–ε i DRSM (engl. *Differential Reynolds Stress Model*). Rezultati predviđanja dobiveni pomoću navedena tri modela turbulencije uspoređeni su s podacima dobivenim mjerenjem. DRMS može prihvatljivo predvidjeti oblike i veličine svih recirkulacijskih zona, te profile komponenata brzina i Reynoldsovih naprezanja. Spomenuto predviđanje nešto je lošije jedino u blizini simetrale ložišta i u blizini ulaznog područja. Standardni k–ε i RNG k–ε model turbulencije ne predviđaju središnje povratno strujanje, iako RNG k–ε model turbulencije daje neka poboljšanja u predviđanju strujanja u ulaznom području. Dakle, jako vrtložno strujanje ne može se adekvatno predvidjeti pomoću standardnog k–ε i RNG k–ε modela turbulencije.

Strujanje zraka potrebnog za izgaranje preko vrtložnika s 12 lopatica numerički su istraživali Widmann i drugi [60] koristeći RANSove jednadžbe i RNG k–ε model turbulencije. Naime, RNG k–ε model turbulencije predviđa recirkulacijsku zonu, koja je u ovome radu i eksperimentalno promatrana. Predviđeni profili brzina se dobro slažu s podacima dobivenim mjerenjima. U radu su istraživani utjecaj Reynoldsovog broja ($5\,000 < Re < 30\,000$) i utjecaj kuta lopatice ($30° < \alpha < 60°$). Pri tome se vrtložni broj kreće u području $0{,}28 < S < 0{,}66$. Numerička simulacija s kutom lopatice od 50° predviđa razvoj recirkulacijske zone kod $Re \approx 9\,500$ (S = 0,49). Podaci dobiveni u širokom području spomenutih istraživanih parametara mogu se koristiti kao ulazni podaci kod simulacije izgaranja u ložištu.

Selle i drugi [61] su proveli numeričku simulaciju industrijskog plinskog plamenika za slučajeve strujanja sa i bez kemijske reakcije koristeći LES (engl. *Large Eddy Simulation*) pristup. Ložište je kvadratnog presjeka.

Kao gorivo je korišten prirodni plin, a izgaranje je djelomično predmiješano. Zrak potreban za izgaranje je prije ulaza u ložište predgrijan na 400 °C. Rezultati dobiveni numeričkim simulacijama uspoređeni su s eksperimentalnim rezultatima. Mjerene su brzine i temperature. U ovom radu je važno naglasiti da se zajedno s ložištem u istoj računalnoj domeni nalazi i dio plamenika odnosno središnji aksijalni vrtložnik. Zbog složene geometrije lopatice dijagonalnog vrtložnika nisu uzete u obzir. Uočeno je relativno dobro podudaranje eksperimentalnih rezultata i rezultata dobivenih numeričkim simulacijama koristeći LES pristup za opis procesa turbulentnog izgaranja.

Isparavanje kapljice goriva kod turbulentnog nepredmiješanog izgaranja koristeći DNS (engl. *Direct Numerical Simulation*) proučavao je Réveillon i drugi [62]–[63].

8.3 NUMERIČKA SIMULACIJA VRTLOŽNIKA – MODEL 1A

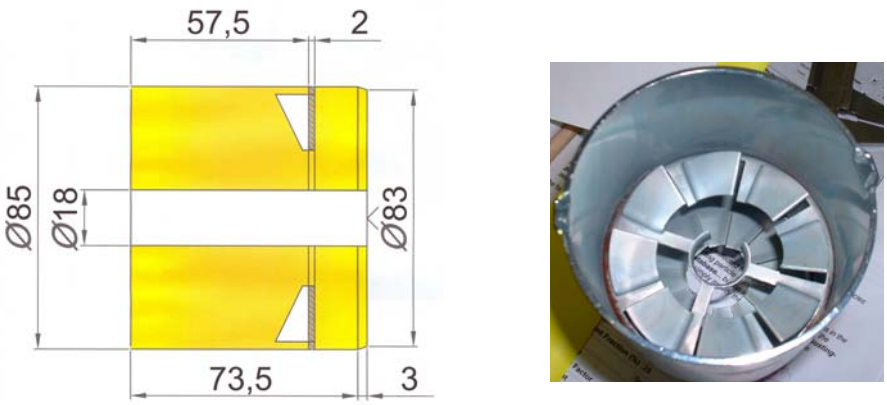
Vrtloženje zraka, kao jedno od mogućih konstrukcijskih rješenja za stabilizaciju plamena, kod uljnog plamenika Bentone ostvareno je prelaskom zraka preko vrtložnika s ukupno osam krilca (slika 8.3). Vrtložnik je smješten u plameniku prije sapnice za ubrizgavanje ulja. Dakle, radi se o području plamenika u kojemu struji samo zrak.

Numerička simulacija vrtložnika provedena je na nestrukturiranoj računalnoj mreži (slika 8.4), koja se sastoji od **965 943** kontrolnih volumena, odnosno 2 249 890 kontrolnih površina i 411 305 čvorova (prije adaptacije veličine y^+). Maksimalna iskošenost kontrolnog volumena (engl. *Cell Equiangle Skew*) u modelu vrtložnika iznosi 0,835 (kontrolni volumen u volumenu u kojem se nalazi sam vrtložnik).

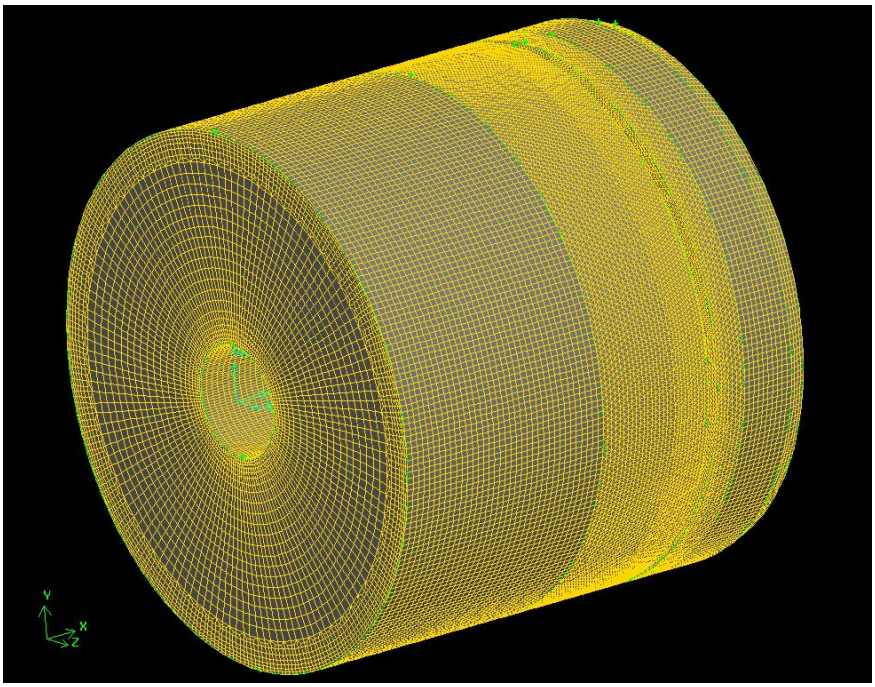
Iskošenost kontrolnog volumena je bezdimenzijski parametar definiran izrazom

$$\max\left[\frac{q_{\max}-q_e}{180-q_e},\frac{q_e-q_{\min}}{q_e}\right] \tag{8.1}$$

gdje su $q_{\max}$ i $q_{\min}$, najveći odnosno najmanji kut u površini (2D) ili elementu (3D), q_e kut jednakostranične površine ili elementa (npr. za trokut iznosi 60°, za kvadrat 90°). Ukoliko njegova vrijednost iznosi 1, radi se o potpuno degeneriranom elementu. Degenerirani elementi (šiljci) karakterizirani su čvorovima koji leže gotovo u istoj ravnini (kolinearni u 2D, koplanarni u 3D).



Slika 8.3 Ulazni dio plamenika Bentone s vrtložnikom



Slika 8.4 Računalna mreža ulaznog dijela plamenika Bentone s vrtložnikom

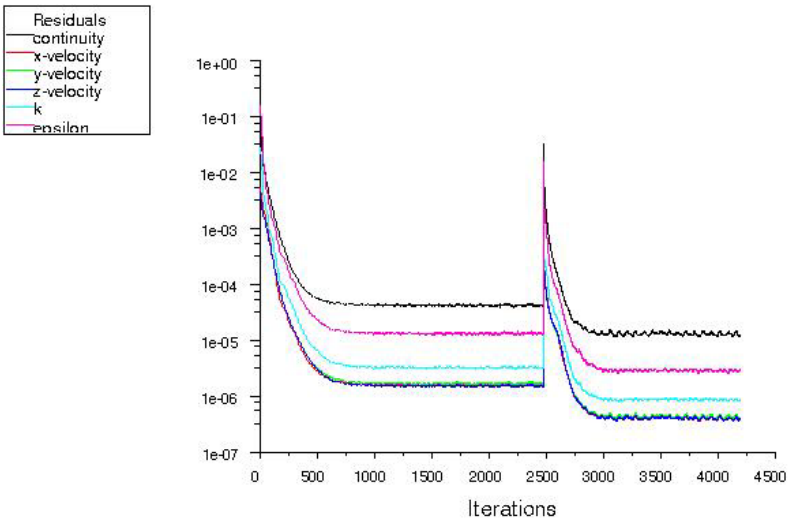
Provedene su numeričke simulacije vrtložnika za nazivne učine kotla 25 i 21,387 kW (treći prototip NTK25 bez umetnutih turbulatora). U tablici 8.1 dani su ulazni parametri dobiveni mjerenjem odnosno proračunom, korišteni u numeričkoj simulaciji vrtložnika. Na osnovu masenog protoka zraka potrebnog za izgaranje izračunate su brzine strujanja zraka na ulazu u vrtložnik, kao glavni ulazni podatak. Pretpostavljeno je aksijalno strujanje zraka na ulazu u vrtložnik.

Tablica 8.1: Ulazni parametri za numeričku simulaciju vrtložnika NTK25 – model 1A

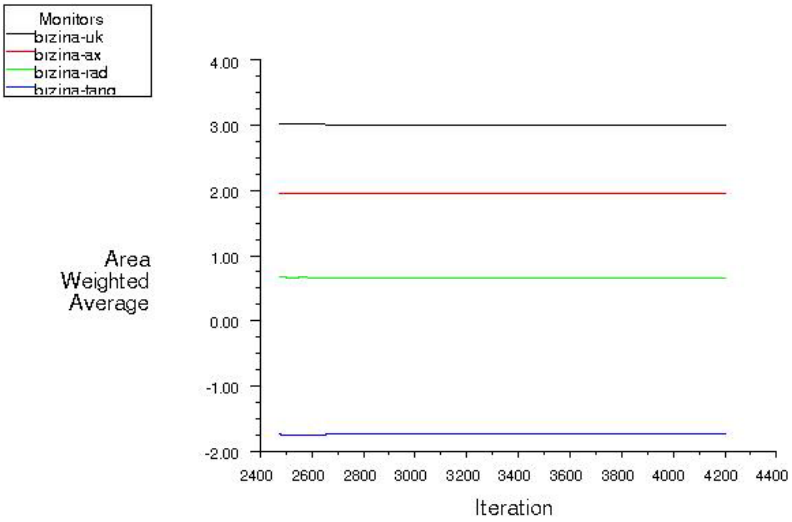
Ulazna veličina za model	NTK25	Treći prototip NTK25 bez turbulatora
Učin kotla Q, [kW]	25	21,387
Maseni protok EL loživog ulja $\dot{m}_G$, [kg/s]	0,0006507	0,00056292
Maseni protok zraka $\dot{m}_Z$, [kg/s]	0,01187258	0,01022831
Brzina zraka na ulazu u vrtložnik, [m/s]	1,881873	1,621246
Reynoldsov broj Re_z na ulazu u vrtložnik, [–]	8063,93	6947,13
Intenzitet turbulencije na ulazu u vrtložnik, [%]	5	5
Hidraulički promjer na ulazu u vrtložnik, [m]	0,067	0,067
Broj kontrolnih volumena prije adaptacije veličine y^+, [–]	965 943	965 943
Broj kontrolnih volumena nakon adaptacije veličine y^+, [–]	1 180 393	1 127 307

Provedena je numerička simulacija vrtložnika ″na hladno″, tj. bez energetske jednadžbe, te je promatrano samo strujanje zraka kroz ulazni dio plamenika. Turbulencija je modelirana realističnim $k - \varepsilon$ modelom prikladnim upravo za slaba do umjerena vrtložna strujanja (vrtložni broj $S < 0{,}5$) i strujanja koja uključuju odvajanje.

Iteracijsko rješavanje se provodilo sve dok reziduali jednadžbi održanja količine gibanja (u smjeru x, y i z), jednadžbe turbulentne kinetičke energije k i jednadžbe disipacije turbulentne kinetičke energije ε nisu pali ispod vrijednosti 1e–05, osim rezidula za jednadžbu kontinuiteta koji je pao ispod 1e–04 (slika 8.5). Skok reziduala koji se vidi na slici 8.5 posljedica je adaptacije veličine y^+ provedene nakon 2 500 iteracija. Za vrijeme simulacije praćene su vrijednosti ukupne brzine, radijalne, aksijalne i tangencijalne brzine zraka na izlazu iz vrtložnika, koje su se stacionirale (slika 8.6). Masena bilanca je zadovoljena odnosno maseni protoci zraka na ulazu i izlazu iz vrtložnika su približno jednaki (razlika 3e–09 kg/s).



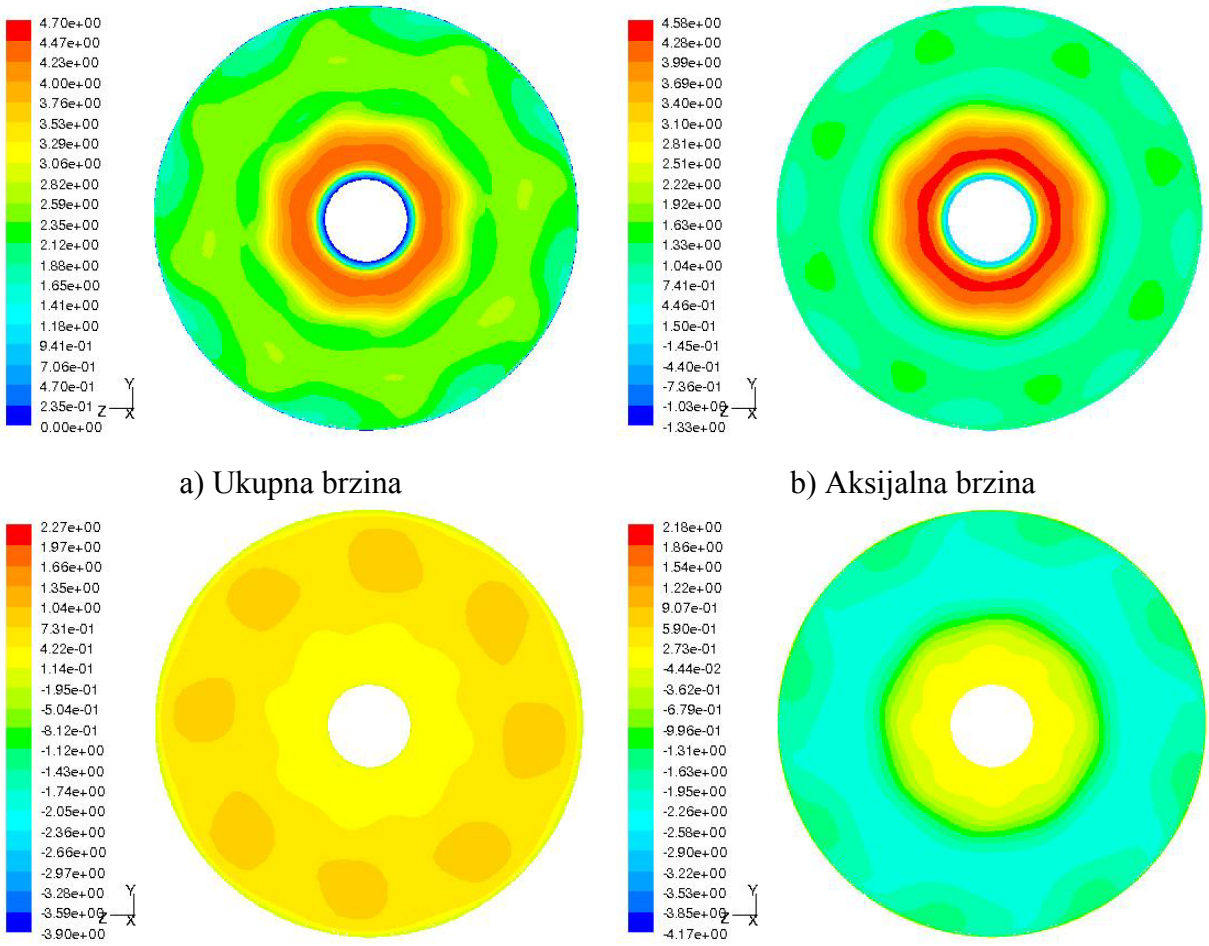
Slika 8.5 Prikaz konvergencije parcijalnih diferencijalnih jednadžbi kod numeričke simulacije vrtložnika



Slika 8.6 Prikaz konvergencije brzina na izlazu iz vrtložnika

Cilj numeričke simulacije vrtložnika je dobiti profil brzina nakon prolaska zraka kroz vrtložnik, koji se zatim koristi kao rubni uvjet prilikom ulaska zraka u ložište.

Na slici 8.7 prikazana je raspodjela ukupne, aksijalne, radijalne i tangencijalne brzine zraka na izlazu iz dijela plamenika s vrtložnikom NT–kotla bez turbulatora nazivnog učina 21,387 kW, s kojima se ulazi u model kotla na strani dimnih plinova.



a) Ukupna brzina

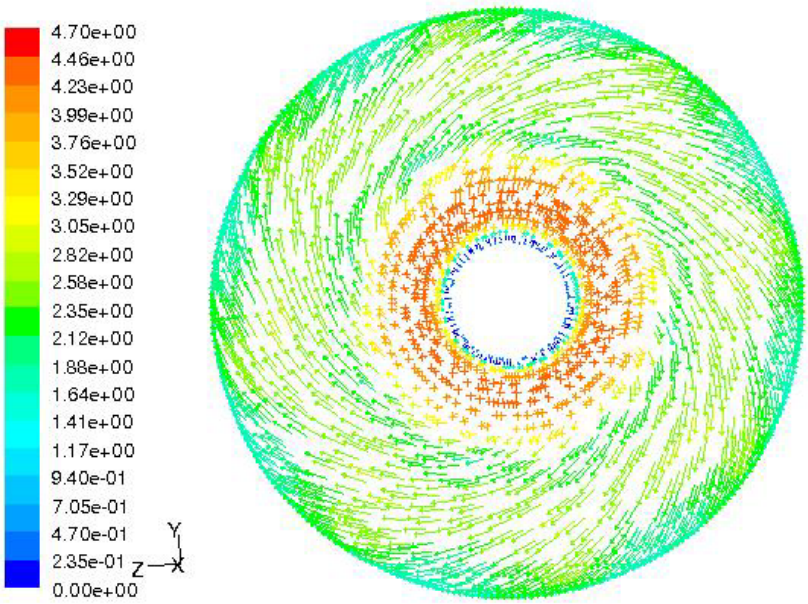
b) Aksijalna brzina

c) Radijalna brzina

d) Tangencijalna brzina

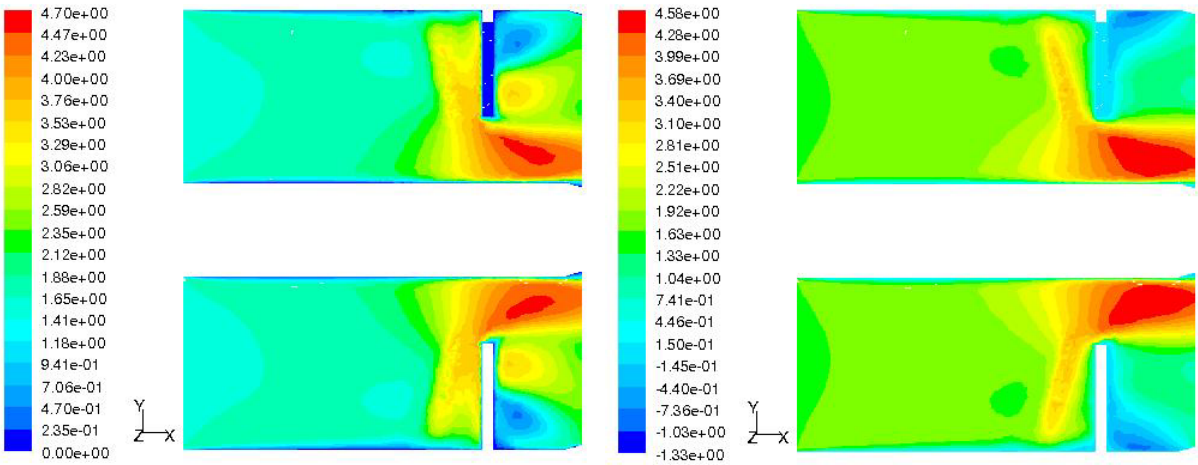
Slika 8.7 Brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW

Vektorski prikaz ukupne brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla bez turbulatora nazivnog učina 21,387 kW dan je slikom 8.8.

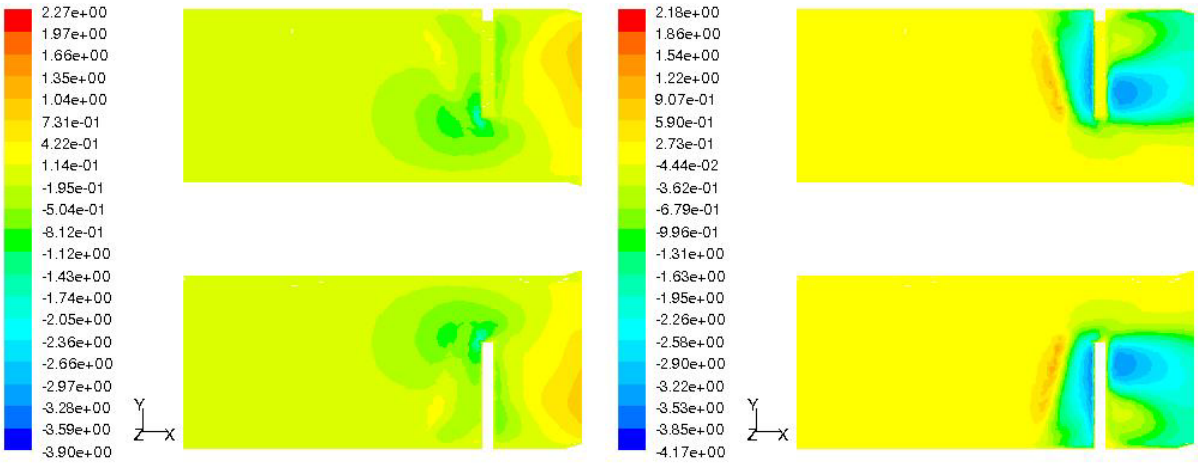


Slika 8.8 Vektorski prikaz ukupne brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW

Raspodjela ukupne, aksijalne, radijalne i tangencijalne brzine zraka u uzdužnom presjeku vrtložnika NT–kotla bez turbulatora nazivnog učina 21,387 kW prikazana je na slici 8.9, dok je vektorski prikaz ukupne brzine u uzdužnom presjeku dan slikom 8.10.

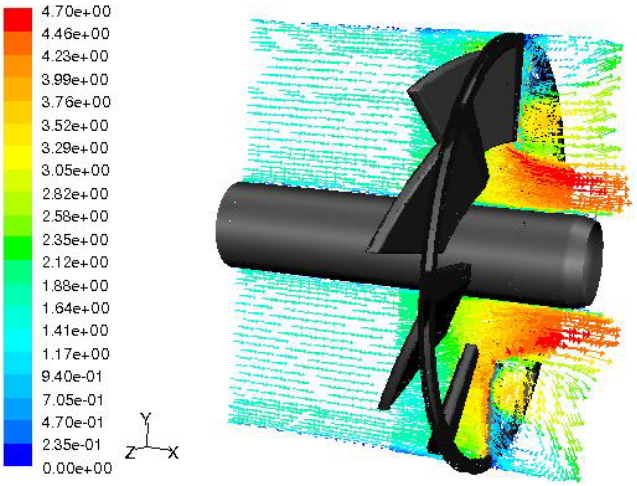


a) Ukupna brzina b) Aksijalna brzina



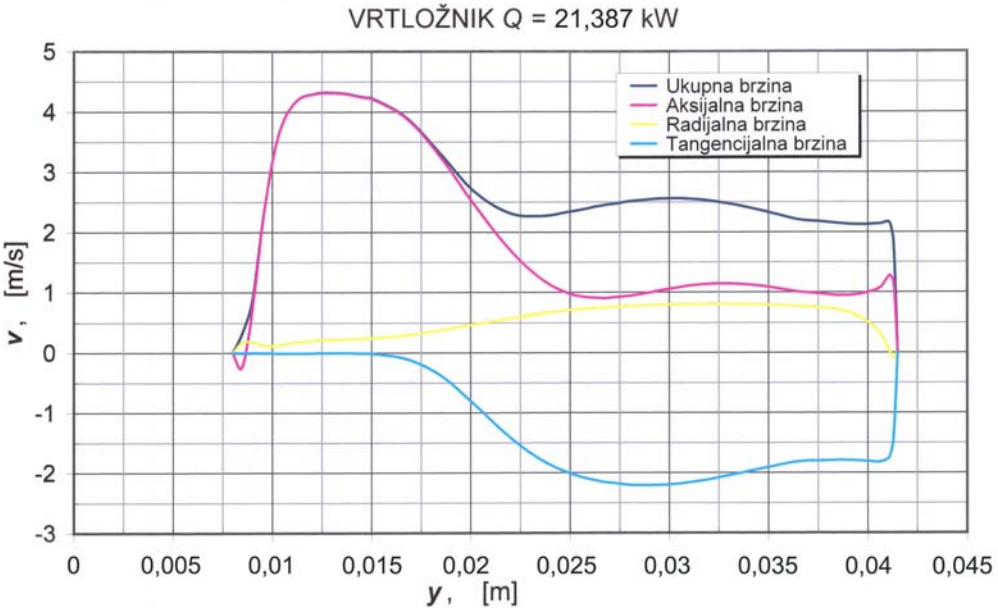
c) Radijalna brzina d) Tangencijalna brzina

Slika 8.9 Brzine zraka u uzdužnom presjeku vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW

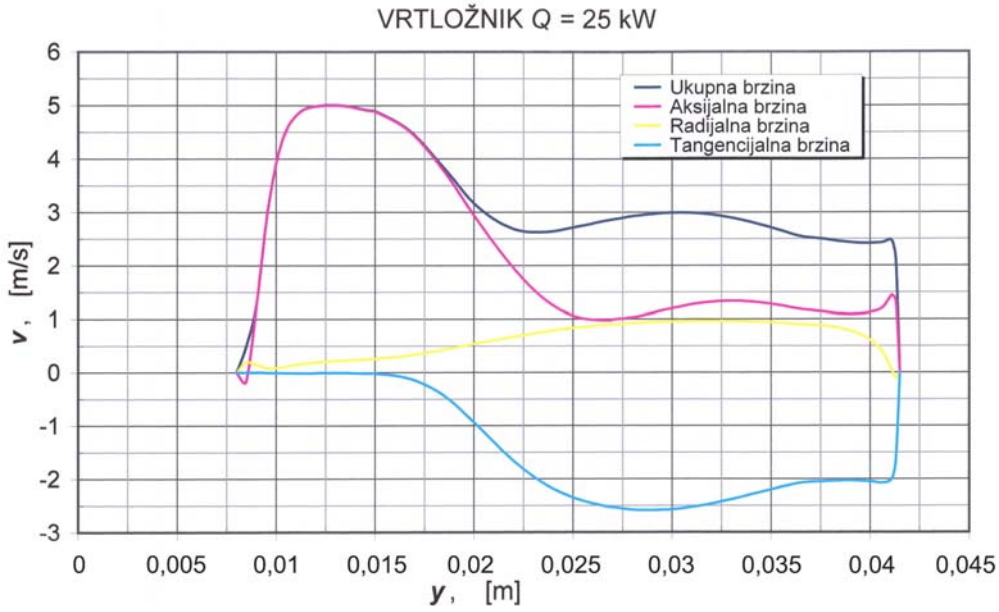


Slika 8.10 Vektorski prikaz ukupne brzine zraka u uzdužnom presjeku vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW

Vrijednosti ukupne, aksijalne, radijalne i tangencijalne brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 i 25 kW prikazane su na slikama 8.11 i 8.12. Usporedba vrijednosti ukupnih brzina na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 25 i 21,387 kW prikazana je slikom 8.13.

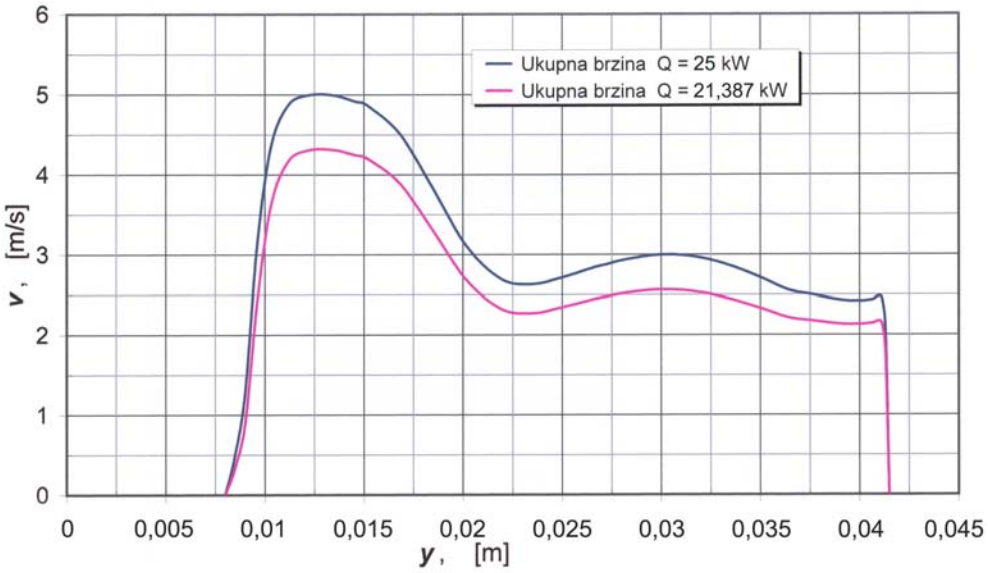


Slika 8.11 Brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 21,387 kW



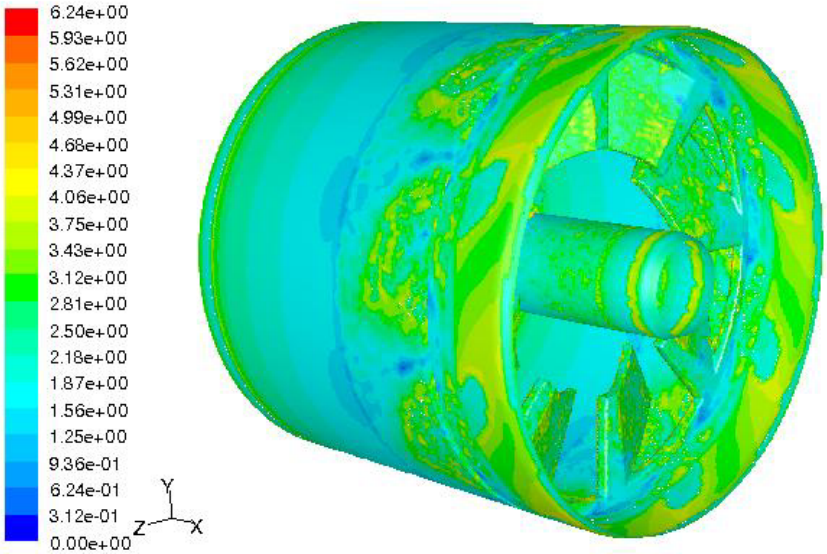
Slika 8.12 Brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 25 kW

Pomoću vrijednosti aksijalnih i tangencijalnih brzina u ovisnosti o radijusu izračunat je pomoću izraza (2.14) bezdimenzijski vrtložni broj *S*. Kod vrtložnika trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora vrtložni broj na izlazu iz dijela plamenika s vrtložnikom iznosi $S = 0{,}17$. Radi se o slabom vrtložnom strujanju.



Slika 8.13 Usporedba ukupne brzine zraka na izlazu iz vrtložnika NT–kotla nazivnog učina 25 i 21,387 kW

S obzirom na to da se za modeliranje turbulentnog graničnog sloja koristi metoda proširene stijenke (engl. *enhanced wall treatment*), provedena je adaptacija veličine y^+, odnosno mreža je pogušćena, da bi se y^+ vrijednost nalazila unutar viskoznog podsloja ($y^+ < 4$ do 5). Na slici 8.14 je dana raspodjela veličine y^+ na stijenkama modela vrtložnika NT–kotla bez turbulatora. Vidi se da je vrijednost y^+ samo dijelom prelazila maksimalnu dopuštenu vrijednost 5. Vrijednosti $y^+ > 5$ javljaju se lokalno neposredno u spoju krilca i oboda vrtložnika. Na daljnju adaptaciju y^+ se nije išlo.



Slika 8.14 Prikaz veličine y^+ na stijenkama vrtložnika NT–kotla bez turbulatora

8.4 NUMERIČKA SIMULACIJA TREĆEG PROTOTIPA NTK25

U nastavku je provedena numerička simulacija trećeg prototipa NTK25 (poglavlje 6.2.3) bez turbulatora s povratnim vodom upuštenim u kotao na 2/3 duljine kotla. Dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 izrađene su s duljinom vanjske cijevi L = 300 mm. Zračni sloj koji zatvaraju unutarnja (∅48,3x3,2) i vanjska cijev (∅60,3x2,9) iznosi y = 3,1 mm.

Predviđeno je da prototip NTK25 ima u radu turbulatore u obliku zavojnice umetnute u dimovodne cijevi, koji pospješuju prijelaz topline, te time dodatno smanjuju temperaturu dimnih plinova na izlazu iz kotla. S obzirom na to da nije bilo moguće provesti numeričku simulaciju prototipa NTK25 s turbulatorima zbog već spomenutih razloga, ovdje su najprije provedene numeričke simulacije same dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 sa i bez umetnutih turbulatora u obliku zavojnice. Zatim su provedene numeričke simulacije modela 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima bez turbulatora) i modela 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore bez dijela plamenika s vrtložnikom).

8.4.1 Numerička simulacija dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25

8.4.1.1 *Dimovodna cijev trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora*

Ulazni parametri potrebni za provedbu 3D numeričke simulacije dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora navedeni su u tablici 8.2. Usporedba rezultata numeričke simulacije i mjerenja za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora dana je u tablici 8.3, dok su temperature stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova dobivene numeričkom simulacijom i mjerenjem prikazane na slici 8.15. Vidljivo je prilično dobro poklapanje temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi t_2. Također je dobro podudaranje temperature stijenke T3 unutarnje cijevi na poziciji x_{st} = 236 mm. Na svim ostalim pozicijama termoparova T1, T2, T4, T5 i T6 dobivena su odstupanja rezultata numeričke simulacije od rezultata mjerenja. Razlog je u načinu ugradnje termoparova. Termopar T4 je postavljen, ali nije radio.

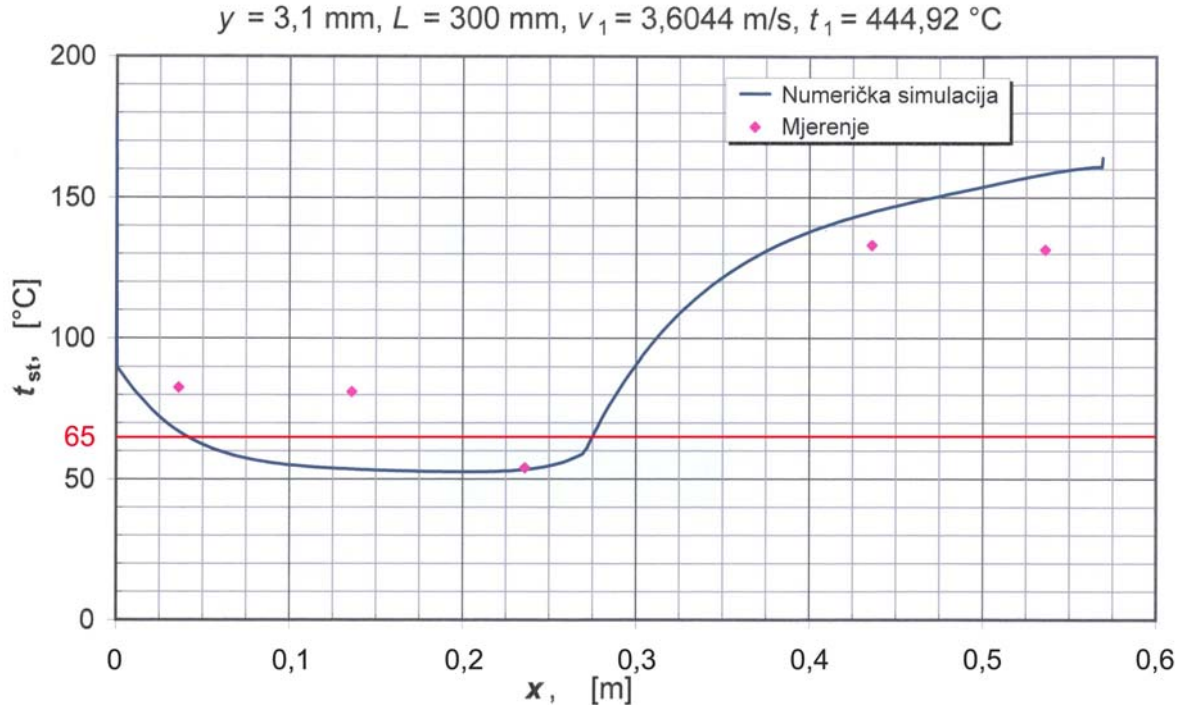
S obzirom na to da je numeričkom simulacijom dobivena minimalna temperatura unutarnje cijevi $t_{st\text{-}min}$ = 52,56 °C na poziciji $x_{st\text{-}min}$ = 202,5 mm, slijedi da će doći do kondenzacije vodene pare iz dimnih plinova. Mjerenjem je također uočena kondenzacija u dimovodnim cijevima.

Tablica 8.2: Ulazni parametri za numeričku simulaciju dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora

Ulazna veličina za model	Iznos dobiven proračunom/mjerenjem
Brzina dimnih plinova na ulazu u cijev v_1, [m/s]	3,6044
Temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev t_1, [°C]	444,92 °C (718,07 K)
Koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W, [W/(m^{2}K)]	400

Tablica 8.3: Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora (duljina vanjske cijevi L = 300 mm)

	Mjerenje	Numerička simulacija
Temperatura na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	323,88	326,09
T1 (x = 36 mm), [°C]	82,69	66,87
T2 (x = 136 mm), [°C]	81,12	53,54
T3 (x = 236 mm), [°C]	53,99	53,36
T4 (x = 336 mm), [°C]	–	115,00
T5 (x = 436 mm), [°C]	133,10	144,91
T6 (x = 536 mm), [°C]	131,50	158,44
Minimalna temperatura stijenke $t_{st\text{-}min}$, [°C]	–	52,56
Pozicija minimalne temperature stijenke $x_{st\text{-}min}$, [mm]	–	202,5



Slika 8.15 Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene numeričkom simulacijom i mjerenjem za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora (duljina vanjske cijevi L = 300 mm*)*

Provedenim numeričkim simulacijama dimovodne cijevi bez turbulatora dobiva se realna raspodjela temperature stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova.

8.4.1.2 *Dimovodna cijev trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom*

Ulazni parametri potrebni za provedbu 3D numeričke simulacije dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom navedeni su u tablici 8.4. Usporedba rezultata numeričke simulacije i rezultata mjerenja za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s umetnutim turbulatorom u obliku zavojnice dana je u tablici 8.5, dok su temperature stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova dobivene numeričkom simulacijom i mjerenjem prikazane na slici 8.16.

Tablica 8.4: Ulazni parametri za numeričku simulaciju dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom

Ulazna veličina za model	Iznos dobiven proračunom/mjerenjem
Brzina dimnih plinova na ulazu u cijev v_1, [m/s]	2,9025
Temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev t_1, [°C]	393,18 °C (666,33 K)
Koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W, [W/(m^{2}K)]	400

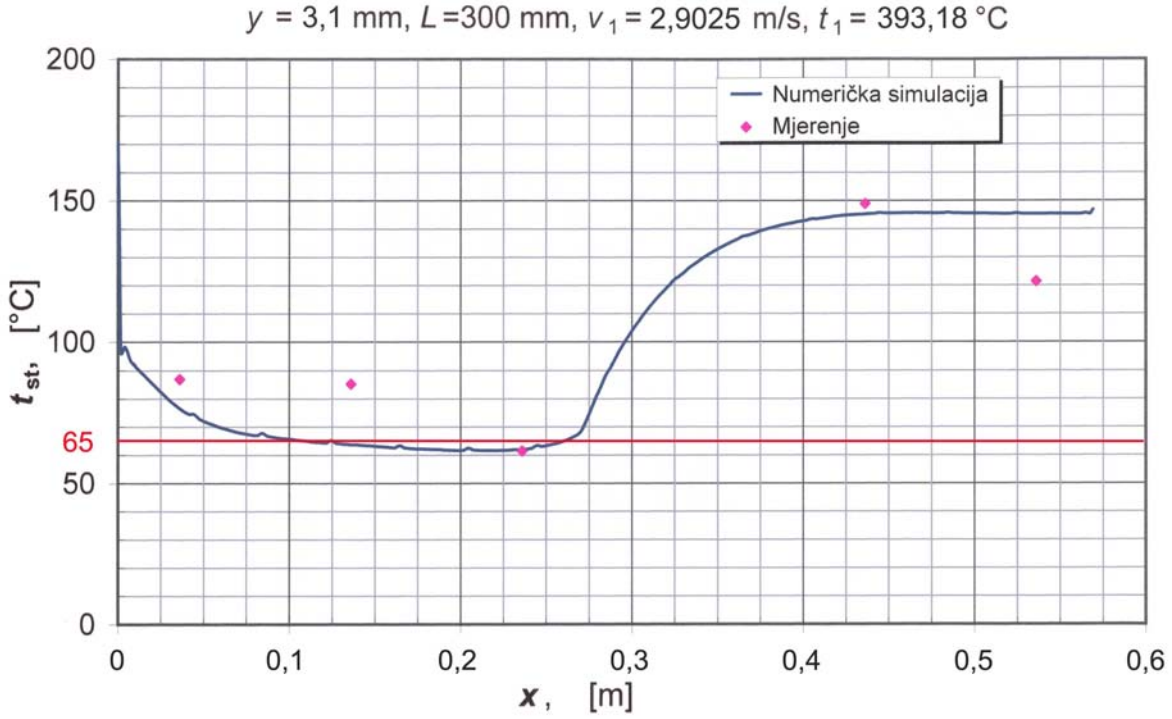
Tablica 8.5: Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom (duljina vanjske cijevi L = 300 mm)

	Mjerenje	Numerička simulacija
Temperatura na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	212,46	200,66
T1 (x = 36 mm), [°C]	87,04	76,64
T2 (x = 136 mm), [°C]	85,28	63,77
T3 (x = 236 mm), [°C]	61,50	62,02
T4 (x = 336 mm), [°C]	–	127,38
T5 (x = 436 mm), [°C]	149,01	145,26
T6 (x = 536 mm), [°C]	121,46	145,31
Minimalna temperatura stijenke $t_{st\text{-}min}$, [°C]	–	61,66
Pozicija minimalne temperature stijenke $x_{st\text{-}min}$, [mm]	–	215,6

I ovdje je uočeno prilično dobro podudaranje temperature stijenke T3 unutarnje cijevi na poziciji x_{st} = 236 mm, te temperature stijenke T5 unutarnje cijevi na poziciji x_{st} = 436 mm. Na svim ostalim pozicijama termoparova T1, T2, T4 i T6 dobivena su odstupanja rezultata numeričke simulacije od rezultata mjerenja. Razlog je u načinu ugradnje termoparova.

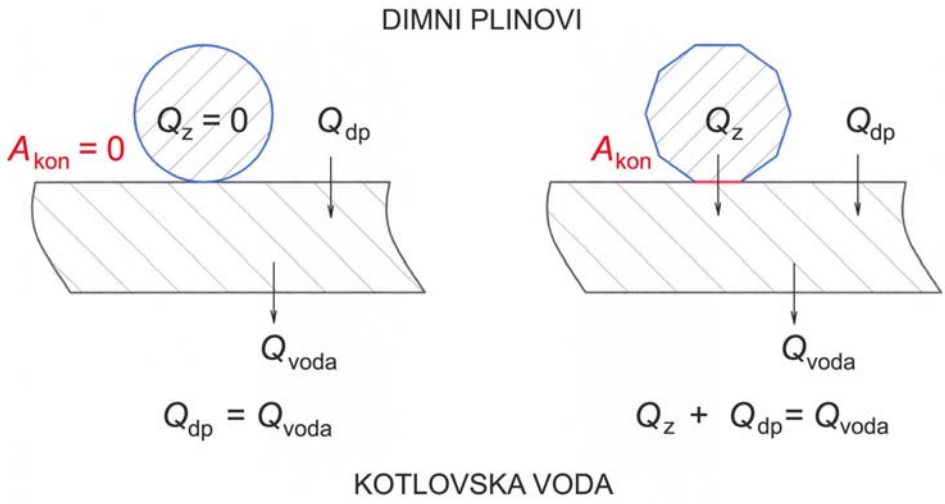
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz dimovodne cijevi t_2 dobivena numeričkom simulacijom niža je za 11,8 °C od one dobivene mjerenjem, odnosno ispada da dimni plinovi više topline predaju unutarnjoj stijenci cijevi i pri tom se ohlade na nižu temperaturu. Razlog međusobnom odstupanju temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi dobivenih numeričkom simulacijom i mjerenjem leži u kontaktu umetnutog turbulatora i stijenke unutarnje cijevi.

Minimalna temperatura stijenke dimovodne cijevi na strani dimnih plinova trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom dobivena numeričkom simulacijom iznosi $t_{st\text{-}min}$ = 61,66 °C i javlja se na poziciji $x_{st\text{-}min}$ = 215,6 mm.



Slika 8.16 Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene numeričkom simulacijom i mjerenjem za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 s turbulatorom (duljina vanjske cijevi L = 300 mm)

U teorijskom slučaju kod turbulatora kružnog poprečnog presjeka površina kontakta turbulatora i stijenke cijevi iznosi A_{kon} = 0 m^2 odnosno toplinski tok predan od strane turbulatora na stijenku cijevi je Q_z = 0 W. Budući da zbog velikog broja kontrolnih volumena odnosno ograničenja računala za sada nije moguće umrežiti dimovodnu cijev s turbulatorom kružnog poprečnog presjeka, u provedenim numeričkim simulacijama za poprečni presjek turbulatora uzet je deseterokut, kao najbliža moguća aproksimacija kružnom poprečnom presjeku. U slučaju turbulatora poprečnog presjeka deseterokut postoji kontaktna površina A_{kon} preko koje se prenosi toplina Q_z sa turbulatora na stijenku cijevi (slika 8.17). Približno 3,2% površine stijenke gole cijevi na strani dimnih plinova otpada na kontakt s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut u slučaju kad je cijev po cijeloj duljini ispunjena turbulatorom.



Slika 8.17 Usporedba turbulatora kružnog poprečnog presjeka i presjeka deseterokut

Dakle, dimni plinovi se dodatno hlade predajući dio topline Q_z preko kontaktne površine A_{kon} s turbulatora na stijenku cijevi.

Budući da to ne odgovara realnom slučaju, svi rezultati dobiveni numeričkom simulacijom dimovodnih cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut su korigirani (Prilog 1, tablica 2), da bi se dobila temperatura na izlazu iz cijevi, odnosno pad temperature u cijevi za teorijski slučaj kad je kontaktna površina $A_{kon} = 0$ m^2 odnosno toplinski tok predan od turbulatora na stijenku unutarnje cijevi $Q_z = 0$ W.

Pad temperature dimnih plinova u provedenim numeričkim simulacijama od t_1 na t_2 ostvaren je predavanjem topline od strane dimnih plinova na stijenku cijevi Q_{dp} i topline od strane turbulatora poprečnog presjeka deseterokut na stijenku cijevi Q_z. Q_z se zanemaruje, te se računa korigirana vrijednost temperature dimnih plinova na izlazu iz cijevi t_{2kor}:

$$t_{2\text{kor}} = t_1 - \frac{Q_{\text{dp}}}{\dot{m}_{\text{VDP}} \cdot c_{p_\text{VDP}}} \tag{8.2}$$

pri čemu se specifični toplinski kapacitet vlažnih dimnih plinova c_{p_VDP} uzima za srednju temperaturu dimnih plinova u cijevi dobivenu numeričkom simulacijom $t_{sr} = (t_1+t_2)/2$.

Za promatrani slučaj izračunata je korigirana vrijednost temperature dimnih plinova na izlazu iz cijevi od $t_{2kor} = 233{,}1$ °C, koja je viša za 20,64 °C od temperature dimnih plinova na izlazu iz cijevi dobivene mjerenjem. U realnom slučaju vanjski promjer turbulatora u obliku zavojnice nije jednak unutarnjem promjeru cijevi, odnosno turbulator ne naliježe čvrsto na stijenku cijevi, već naliježe sa svojom površinom na donji dio stijenke unutarnje cijev i pri tome ostvaruje neki (statistički) kontakt uvjetovan hrapavošću elemenata i točnošću izrade te ga je teško egzaktno odrediti.

Kroz kontaktnu površinu dolazi do izmjene topline između samog turbulatora i stijenke cijevi odnosno slijedi da je u realnom slučaju $Q_z \neq 0$ W i $A_{kon} \neq 0$ m^2.

Usporedba temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi, te vrijednosti kontaktnih površina turbulatora i stijenke unutarnje cijevi za tri promatrana slučaja dana je u tablici 8.6.

Tablica 8.6: Usporedba temperatura dimnih plinova i kontaktnih površina za tri promatrana slučaja

	Slučaj – numerička simulacija	Realni slučaj (mjerenje)	Teorijski slučaj ($Q_z = 0$ W)
Temperatura na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	200,66	212,46	233,1
Postotak površine unutarnje cijevi koji otpada na kontakt s turbulatorom, [%]	3,2%	2,04%	0%

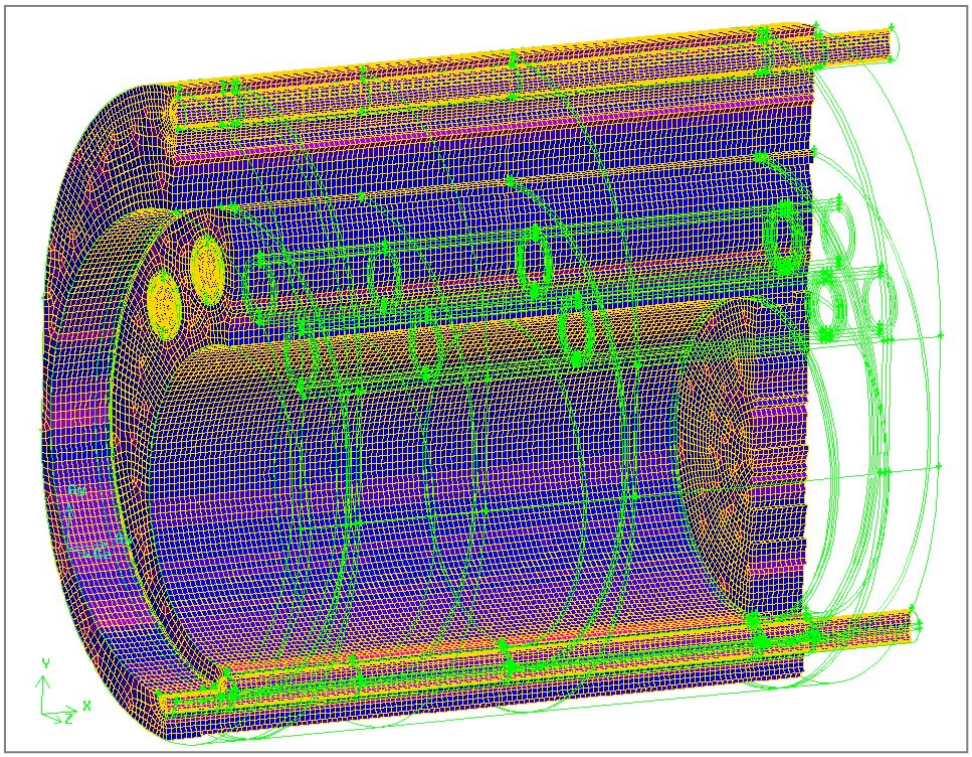
Linearnom interpolacijom je za realni slučaj (mjerenje), kod kojeg temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi iznosi 212,46 °C, dobiven iznos postotka površine unutarnje cijevi koji otpada na kontakt s turbulatorom u obliku zavojnice od 2,04%.

Provedenim numeričkim simulacijama dimovodne cijevi s umetnutim turbulatorom poprečnog presjeka deseterokut dobiva se realna raspodjela temperature stijenke unutarnje cijevi na strani dimnih plinova što je važno za sprječavanje kondenzacije, dok je dobivena temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi iz gore opisanog razloga nešto niža u odnosu na temperaturu u realnom slučaju.

8.4.2 Numerička simulacija trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug

U prvom koraku numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 riješeno je strujanje zraka u dijelu plamenika s vrtložnikom. U drugom koraku modelom je obuhvaćena strana vode, te dimni plinovi u dimovodnim cijevima. Pretpostavljena je jednolika raspodjela dimnih plinova u sve četiri cijevi. S obzirom na to da je temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev mjerena samo u jednoj cijevi (treća cijev), u preostale tri cijevi uzeta je ista mjerena vrijednost temperature.

Modelom je uzeta u obzir ovisnost fizikalnih svojstva dimnih plinova nastalih izgaranjem EL loživog ulja o temperaturi (Prilog 3). U simulaciji je kao materijal stijenki (unutarnja i vanjska cijev, povratni vod) uzet čelik s koeficijentom toplinske vodljivosti λ = 58 W/(mK). Na slici 8.18 prikazana je računalna mreža trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima), koja ima ukupno 801 075 kontrolnih volumena, prije adaptacije veličine y^+.



Slika 8.18 Računalna mreža trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)

Nakon provedene adaptacije veličine y^+ broj kontrolnih volumena iznosi 2 005 292.

U tablici 8.7 dani su ulazni parametri korišteni u numeričkoj simulaciji trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2. Kao rubni uvjeti na graničnim stijenkama između modela 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore) i modela 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) uzete su proračunom dobivene vrijednosti specifičnog opterećenja (tablica 6.6).

Tablica 8.7: Ulazni parametri za numeričku simulaciju trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug

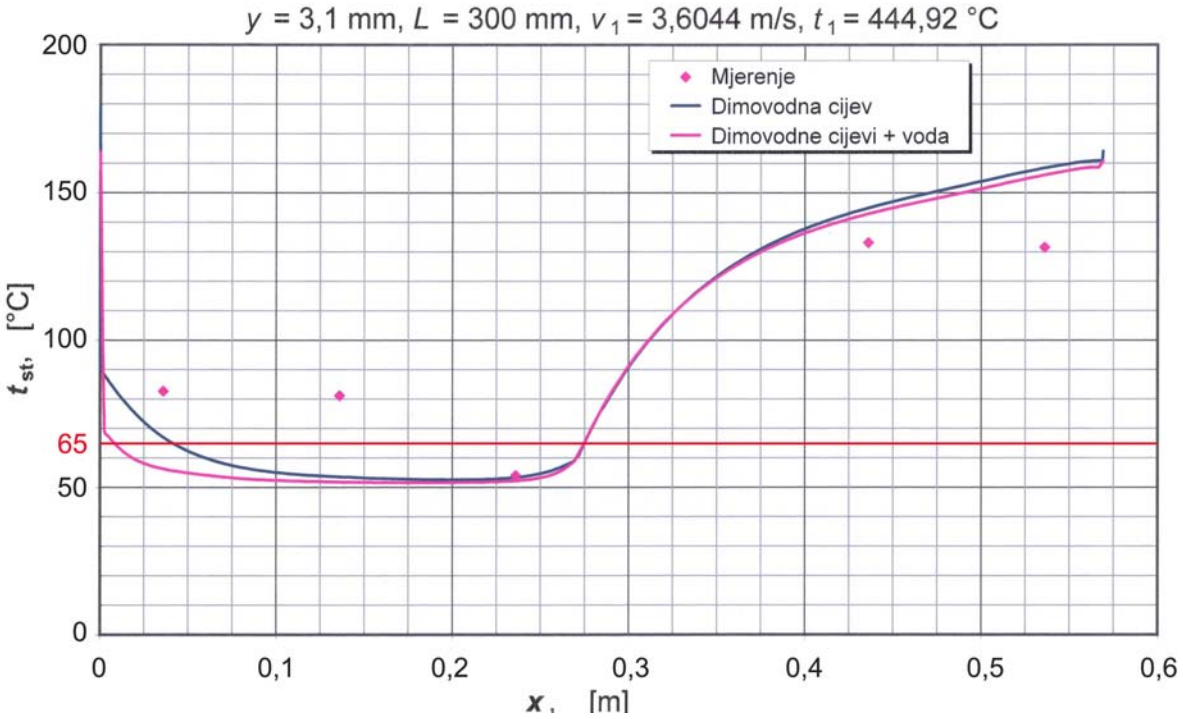
Ulazna veličina za model	Iznos
Brzina voda u povratnom vod v_R, [m/s]	0,7489
Temperatura vode u povratnom vodu t_R, [°C]	36,16 °C (309,31 K)
Brzina dimnih plinova na ulazu u cijev v_1, [m/s]	3,6044
Temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev t_1, [°C]	444,92 °C (718,07 K)
Specifično opterećenje podnice ložišta $q_{L\text{-}pod}$, [W/m^2]	35 500
Specifično opterećenje cilindrične stijenke ložišta $q_{L\text{-}c}$, [W/m^2]	32 000
Specifično opterećenje prednje cijevne stijenke q_{CS}, [W/m^2]	17 500
Specifično opterećenje predkomore q_{PK}, [W/m^2]	17 500

Na početku numeričke simulacije modela 2 provedeno je 1 000 iteracija ″na hladno″ odnosno isključene su energetska jednadžba i jednadžba zračenja da bi se dobilo početno polje strujanja i turbulencije. Ukupno je provedeno 6 700 iteracija. Reziduali jednadžbe kontinuiteta, jednadžbi održanja količine gibanja (u smjeru osi x, y i z), jednadžbe turbulentne kinetičke energije k i jednadžbe disipacije turbulentne kinetičke energije ε nalaze se ispod 1e–3, dok se rezidual energetske jednadžbe nalazi ispod 1e^{-6}. Jedino rezidual jednadžbe zračenja iznosi 1,28e–05. Za vrijeme simulacije promatrane su brzina i temperatura vode na polaznom vodu, te brzina i temperatura dimnih plinova na izlazu iz treće dimovodne cijevi. S obzirom na to da su se vrijednosti spomenutih veličina stacionirale, smatra se da je postignuta konvergencija.

Usporedba rezultata mjerenja i rezultata numeričke simulacije dana je u tablici 8.8. Dani su rezultati numeričkih simulacija provedenih samo s dimnim plinovima u dimovodnoj cijevi, te rezultati simulacije provedeni s dimnim plinovima u dimovodnim cijevima i sa cijelom stranom vode. Uočavaju se poprilično dobro poklapanje temperature vode u polaznom vodu, kao i relativno dobro podudaranje temperature dimnih plinova na izlazu iz treće dimovodne cijevi. Usporedba temperatura stijenke dimovodne cijevi na strani dimnih plinova trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora dobivena mjerenjem i numeričkim simulacijama prikazana je također i na slici 8.19.

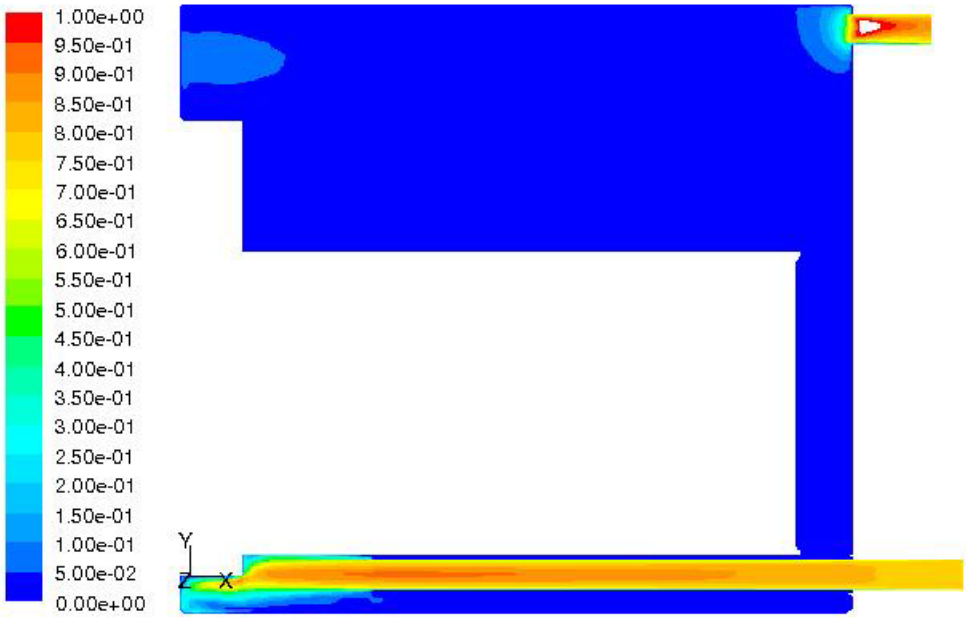
Tablica 8.8: Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug

Veličina	Mjerenje	Numerička simulacija	
		DIMNI PLINOVI u dimovodnoj cijevi	VODA I DIMNI PLINOVI u dimovodnoj cijevi
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	323,88	326,09	326,18 (599,33 K)
Temperatura vode u polaznom vodu t_V, [°C]	46,95	–	46,89 (320,04 K)
T1 (x = 36 mm), [°C]	82,69	66,87	56,27
T2 (x = 136 mm), [°C]	81,12	53,54	51,76
T3 (x = 236 mm), [°C]	53,99	53,36	52,19
T4 (x = 336 mm), [°C]	–	115,00	114,83
T5 (x = 436 mm), [°C]	133,10	144,91	142,89
T6 (x = 536 mm), [°C]	131,50	158,44	156,04
Minimalna temperatura stijenke na strani dimnih plinova $t_{st\text{-}min}$, [°C]	–	52,56	51,54
Pozicija minimalne temperature stijenke na strani dimnih plinova $x_{st\text{-}min}$, [mm]	–	202,5	178,38

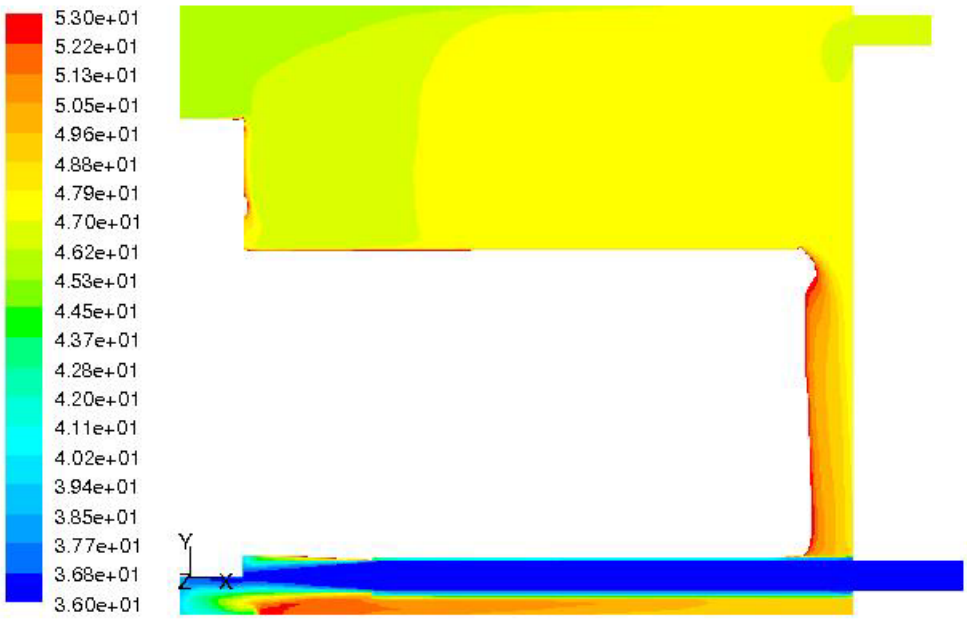


Slika 8.19 Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene mjerenjem i numeričkim simulacijama za slučaj dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora (duljina vanjske cijevi L = 300 mm)

Raspodjela brzine i temperature dobivene numeričkom simulacijom u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora prikazane su na slici 8.20 i 8.21. S obzirom na to da povratna hladna voda prilikom ulaza u kotao direktno nastrujava prednju cijevnu stijenku i stijenku predkomore, za očekivati je da su spomenute stijenke kritične stijenke na kojima bi moglo doći do kondenzacije dimnih plinova.



Slika 8.20 Prikaz raspodjele brzine (0–1 m/s) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)*



Slika 8.21 Prikaz raspodjele temperature (36–53 °C) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)*

Količine topline predane na stranu vode od strane dimnih plinova preko ogrjevnih stijenki kod numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora navedene su u tablici 8.9. S obzirom na to da toplinski učin trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora dobiven mjerenjem iznosi 21,387 kW, a numeričkom simulacijom je dobiven učin 21,141 kW, specifična opterećenja veznih stijenki između dva modela su relativno dobro pretpostavljena.

Tablica 8.9: Količina topline predana preko ogrjevnih površina na stranu vode kod numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora

Ogrjevne površine	Količina topline predana na stranu vode, [W]
Podnica ložišta	2 092,58
Cilindrična stijenka ložišta	14 962,62
Prednja cijevna stijenka	1 169,29
Stijenka predkomore	1 447,71
Stijenka dimovodne cijevi 1	366,88
Stijenka dimovodne cijevi 2	367,84
Stijenka dimovodne cijevi 3	367,69
Stijenka dimovodne cijevi 4	366,75
	21 141,36

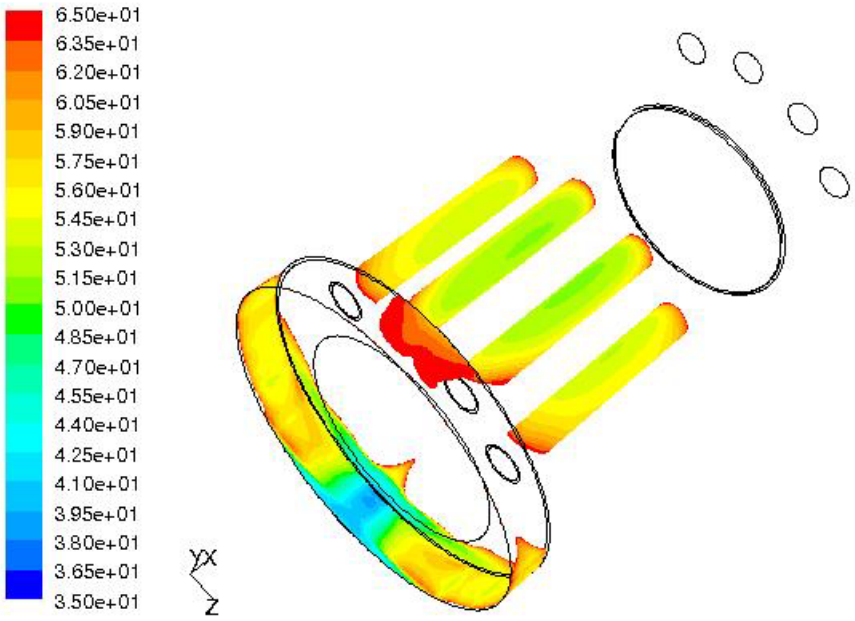
U tablici 8.10 izračunate su prosječne vrijednosti koeficijenata prijelaza topline α u W/(m^{2}K) na ogrjevnim stijenkama trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora na strani vode, potrebne u modelu 1B.

Tablica 8.10: Prosječne vrijednosti koeficijenta prijelaza topline α trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora na strani vode

	Ogrjevne površine	Površina [m^2]	Pretpostavljeno specifično opterećenje [kW/m^2]	Količina topline predana na stranu vode - Fluent [W]
1	Podnica ložišta	0,059 0	35,5	2092,58
2	Cilindrična stijenka ložišta	0,441 0	32,0	14962,62
3	Prednja cijevna stijenka	0,066 8	17,5	1169,29
4	Stijenka predkomore	0,070 7	17,5	1447,71
				19672,20

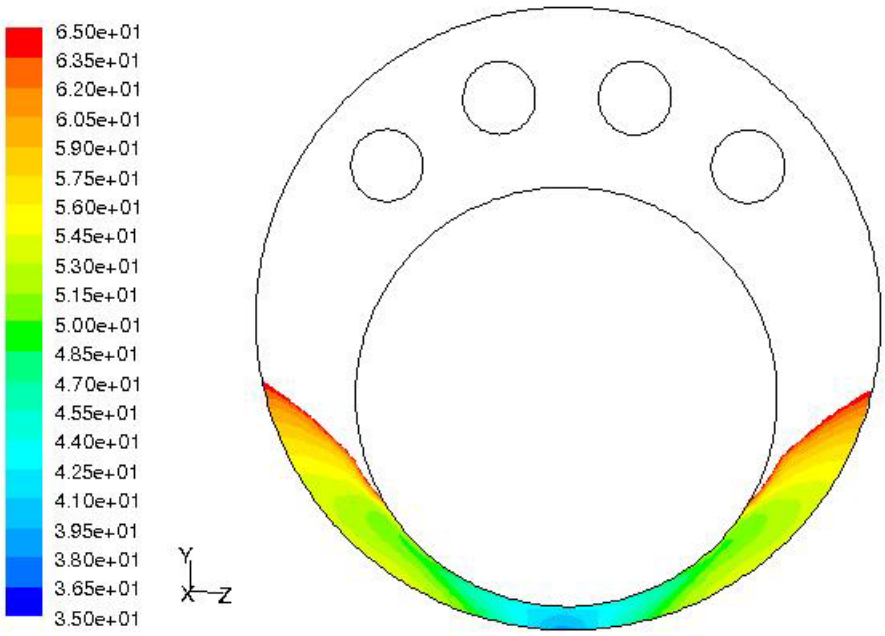
	Ogrjevne površine	Srednja temp. stijenke - Fluent (Area-Weighted Average) [°C]	Srednja temeratura vode [°C]	Koeficijent prijelaza topline α [W/(m^{2}K)]
1	Podnica ložišta	159,61	41,555	300,40
2	Cilindrična stijenka ložišta	119,48	41,555	435,40
3	Prednja cijevna stijenka	73,93	41,555	540,63
4	Stijenka predkomore	62,25	41,555	989,45

Numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora dobivene su kritične površine na kojima dolazi do kondenzacije dimnih plinova. Na slici 8.22 prikazane su kritične površine stijenke ložišta, stijenke dimovodnih cijevi, prednje cijeve stijenke i stijenke predkomore na kojima je temperatura stijenke manja od dogovorom utvrđene granične temperature stijenke 65 °C. Kao što se vidi na podnici ložišta ne dolazi do kondenzacije dimnih plinova. Samo na donjem ulaznom dijelu cilindričnog ložišta temperatura stijenke ložišta se nalazi ispod 65 °C. S obzirom na to da u dimovodne cijevi trećeg prototipa NTK25 nisu umetnuti turbulatori, doći će do kondenzacije dimnih plinova na dijelu koji nije prevučen vanjskom cijevi.

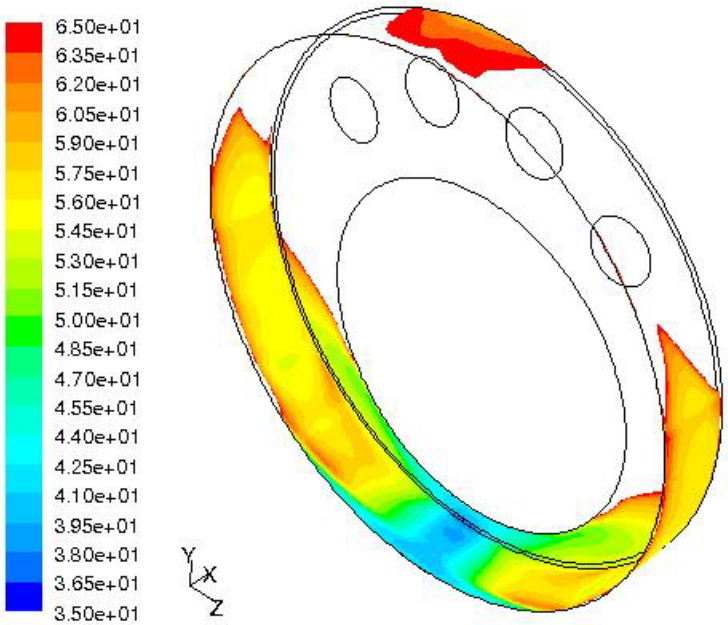


Slika 8.22 Prikaz raspodjele temperature (35–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug*

Važno je naglasiti da se kritična temperatura prednje cijevne stijenke (slika 8.23) i stijenke predkomore spušta ispod 40 °C (slika 8.24). Na donjem dijelu prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore temperatura se spušta ispod 65 °C.



Slika 8.23 Prikaz raspodjele temperature (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug*

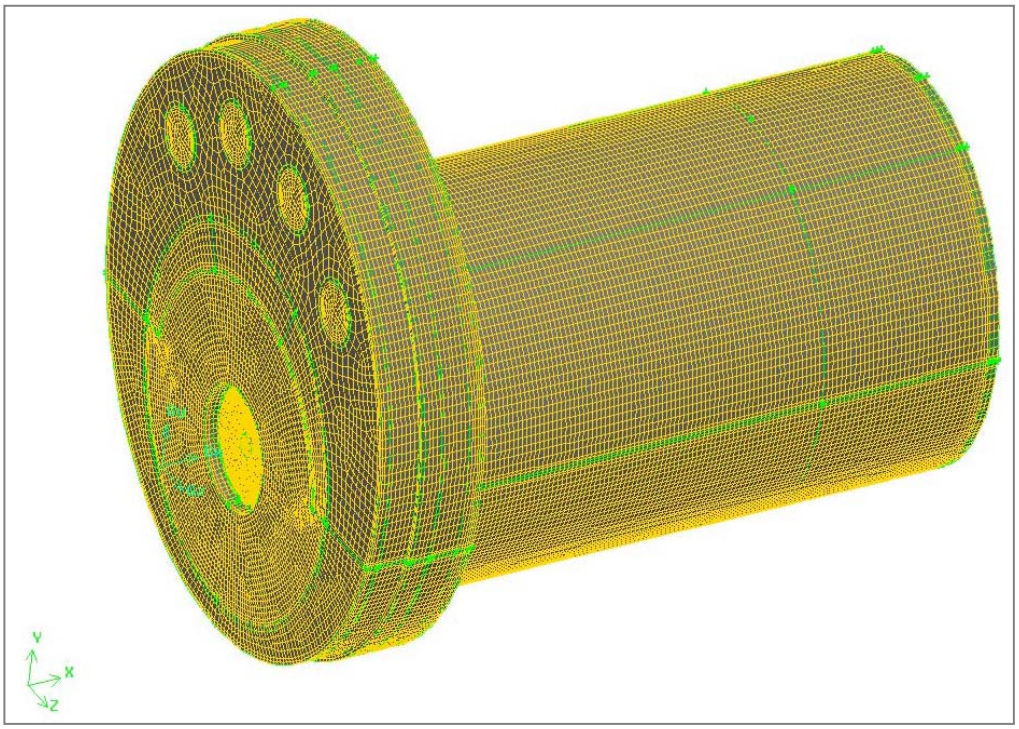


Slika 8.24 Prikaz raspodjele temperature (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci i stijenci predkomore trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug*

8.4.3 Numerička simulacija trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore) – prvi krug

Ovim modelom obuhvaćeni su dio plamenika sa zastojnom pločom, prostor reverzibilnog ložišta sa skretnim limom i prostor predkomore.

Računalna mreža trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (slika 8.25) sastoji se od 957 898 kontrolnih volumena. Maksimalna iskošenost kontrolnog volumena (engl. *Cell Equiangle Skew*) u modelu iznosi 0,808 (kontrolni volumen u dijelu plamenika sa zastojnom pločom). Adaptacija veličine y^+ odnosno pogušćivanje mreže nije provedeno.



Slika 8.25 Računalna mreža trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)

U tablici 8.11 navedeni su ulazni podaci potrebni za provedbu numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore) u Fluentu.

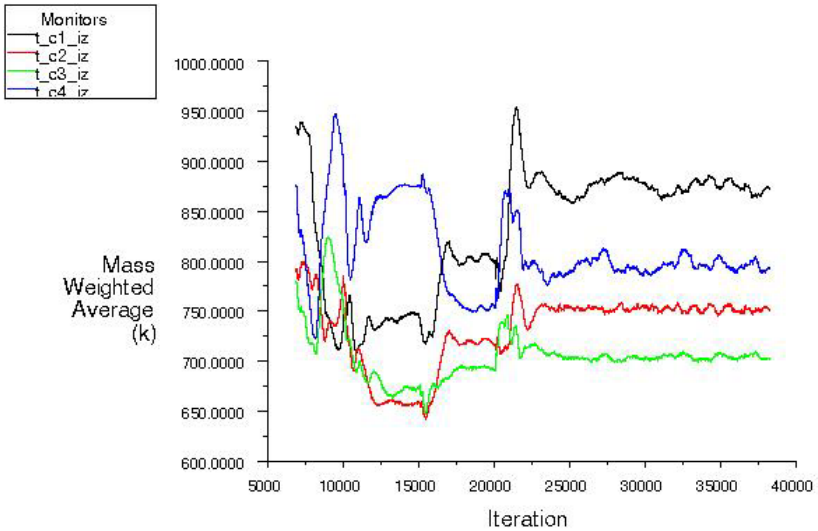
Tablica 8.11: Ulazni parametri za numeričku simulaciju trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)

Ulazna veličina za model	Iznos
Nazivni učin Q, [kW]	**21,387**
Gorivo	EL loživo ulje
Donja ogrjevna vrijednost goriva H_d, [kJ/kg]	42 689
Specifični toplinski kapacitet goriva c_p, [J/(kgK)]	1903,68
Sastav goriva (maseni udio)	
Ugljika Y_c, [–]	0,862
Vodika Y_h, [–]	0,131
Vodika Y_o, [–]	0,002 5
Vodika Y_n, [–]	0,002 5
Sumpora Y_s, [–]	0,002
Točka ubrizgavanja goriva (x, y, z), [m]	(0,076 6, 0, 0)
Maseni protok goriva $\dot{m}_G$, [kg/s]	0,000 562 92
Promjer sapnice plamenika, [mm]	0,85
Kut raspršivanja, [°]	60
Tlak ulja, [bar]	10
Maseni protok zraka $\dot{m}_Z$, [kg/s]	0,010 228 31
Rubni uvjeti	
Brzine zraka na ulazu u model	Profil brzina dobiven na izlazu iz vrtložnika
Stijenka ložišta na strani vode	α od strane vode (tablica 8.10)
Stijenka prednje cijevne stijenke na strani vode	α od strane vode (tablica 8.10)
Stijenka predkomore na strani vode	α od strane vode (tablica 8.10)
Emisijski faktor stijenki	0,8

Kod strujanja s izgaranjem rezultati numeričke simulacije osjetljivi su na granične uvjete, posebno na ulazno polje brzina i prijelaz topline kroz stijenke. Putanje raspršenih kapljica EL loživog ulja su kritične i osjetljive na polje brzina i turbulencije, te je stoga često nužno u prvom koraku započeti strujanje bez reakcije da bi se kasnije postigla konvergencija [64]. Takva simulacija ″na hladno″ ne mora nužno postići konvergenciju, već joj je cilj dobiti polja brzina i turbulencije, koja će onda naknadno ubrizgano i raspršeno EL loživo ulje usmjeriti u ispravnom smjeru. Usprkos velikim promjenama gustoće kod reakcijskog strujanja, polja brzine i turbulencije su slična kod reakcijskog i izotermnog ložišta. Energetska, pdf i DO jednadžbe su kod simulacije na hladno isključene. Uključene su samo jednadžba kontinuiteta, jednadžbe održanja količine gibanja (u smjeru osi x, y i z), jednadžba turbulentne kinetičke energije k i jednadžba disipacije turbulentne kinetičke energije ε.

Podrelaksacijski faktor za tlak i moment postavljeni su oba na 0,5 jer su teorijske studije pokazale optimalnim da zbroj podrelaksacijskih faktora tlaka i momenata iznosi 1 [64]. Podrelaksacijski faktor diskretne faze postavljen je na 0,25, što je mnogo stabilnije nego standardna vrijednost 0,5.

Kod modela trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora na strani dimnih plinova provedeno je ukupno 38 235 iteracija. Iteracijsko rješavanje provodilo se sve dok reziduali jednadžbe kontinuiteta, jednadžbi održanja količine gibanja (u smjeru osi x, y i z), jednadžbe turbulentne kinetičke energije k, jednadžbe disipacije turbulentne kinetičke energije ε, jednadžbe udjela smjese ξ i jednadžbe varijance udjela smjese $\overline{\xi'^2}$ nisu pali ispod vrijednosti 1e–03, te energetske jednadžbe ispod 1e–06. Jedino rezidual jednadžbe zračenja iznosi 6,138 6e–05, odnosno nije pao ispod 1e–06. Također su praćene vrijednosti temperature dimnih plinova na ulazu u pojedinu dimovodnu cijev, odnosno na izlazu iz modela. Može se primijetiti da su temperature po iznosu međusobno različite, ali se ne mijenjaju s daljnjim iteracijama. Smatra se da je postignuta konvergencija. Poprilično veliki skokovi temperatura dimnih plinova na ulazu u pojedinu dimovodnu cijev, vidljivi na slici 8.26, posljedica su snimanja .cas i .dat file. Uočeno je, da ukoliko se tijekom iteriranja file ne sprema, promatrane temperature ne osciliraju odnosno poprimaju konstantne vrijednosti.



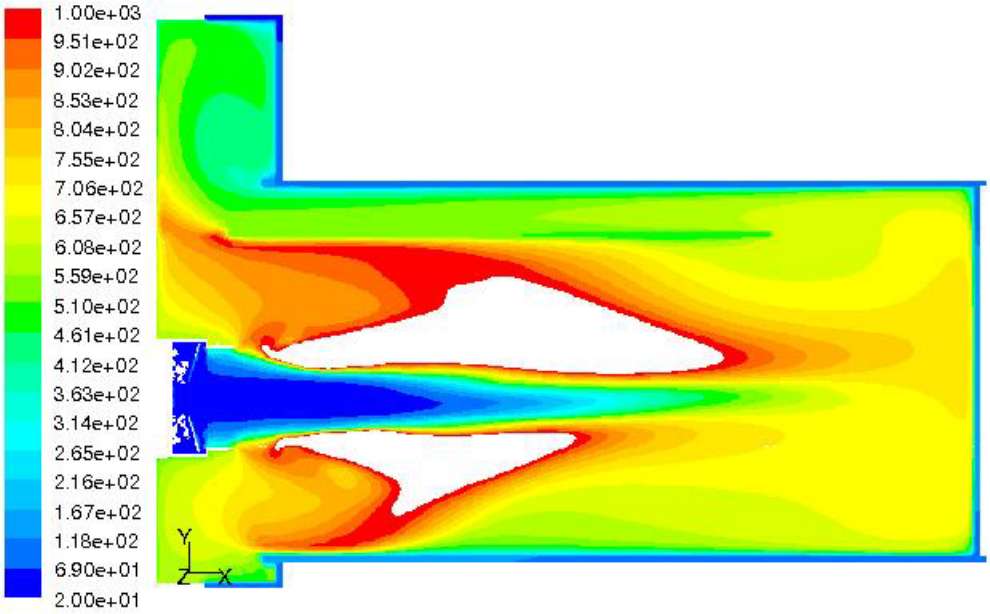
Slika 8.26 Prikaz konvergencije temperature (600–1000 K) dimnih plinova na ulazu u dimovodne cijevi odnosno na izlazu iz modela 1B

U tablici 8.12 navedene su vrijednosti masenog protoka, temperature t_1 i brzine v_1 dimnih plinova na ulazu u pojedinu dimovodnu cijev odnosno na izlazu iz modela 1B. Uslijed vrtložnog strujanja generiranog pomoću vrtložnika i zastojne ploče uljnog plamenika te umetnutog usmjerivača plamena u ložište kotla vrijednosti spomenutih veličina na ulazu u pojedinu dimovodnu cijev međusobno se razlikuju. Naime, temperature dimnih plinova na ulazu u središnje cijevi 2 i 3 su dosta niže u odnosu na temperature u krajnjim cijevima 1 i 4.

Tablica 8.12: Rezultati dobiveni numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – izlaz iz modela 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)

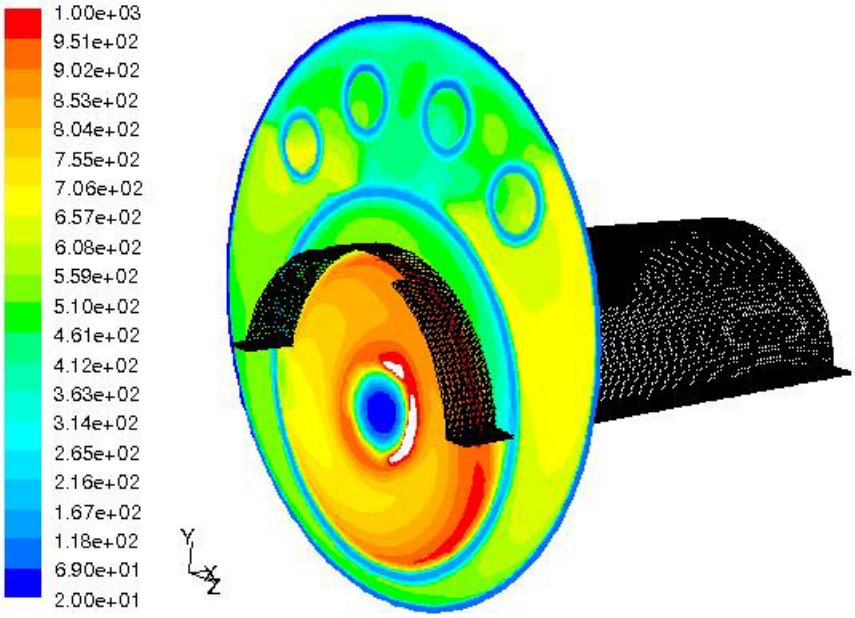
Dimovodna cijev	Protok dimnih plinova, [kg/s]	ULAZ U CIJEV		
		t_1, [K]	t_1, [°C]	v_1, [m/s]
CIJEV 1	0,0025905	873,059	599,909	4,87
CIJEV 2	0,0028153	750,799	477,649	4,53
CIJEV 3	0,0029262	702,983	**429,833**	4,36
CIJEV 4	0,0027603	793,939	520,789	4,69
Srednja vrijednost	**0,002773075**	**780,195**	**507,045**	**4,615**
Ukupna vrijednost	**0,011092438**	–	–	–

Izgaranjem EL loživog ulja nastaju dimni plinovi koji u dotičnom reverzibilnom ložištu NTK25 udaraju u podnicu ložišta te se vraćaju natrag u prostor predkomore prema dimovodnim cijevima. Nakon udara u podnicu dio nastalih dimnih plinova struji iznad usmjerivača plamena, a dio struji ispod usmjerivača plamena. Količina dimnih plinova koji struje iznad usmjerivača plamena manja je u odnosu na količinu dimnih plinova koji struje ispod usmjerivača plamena, dok je površina stijenke ložišta za prijelaz topline na stranu vode identična za obje struje dimnih plinova. Uslijed toga dimni plinovi iznad usmjerivača plamena na izlazu iz ložišta imaju znatno nižu temperaturu u odnosu na dimne plinove ispod usmjerivača plamena, što se može vidjeti u uzdužnom presjeku kotla na slici 8.27. Prosječna temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta iznad usmjerivača plamena iznosi 432,46 °C. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta ispod usmjerivača plamena kreće se u području temperatura od 700 do 1 000 °C.



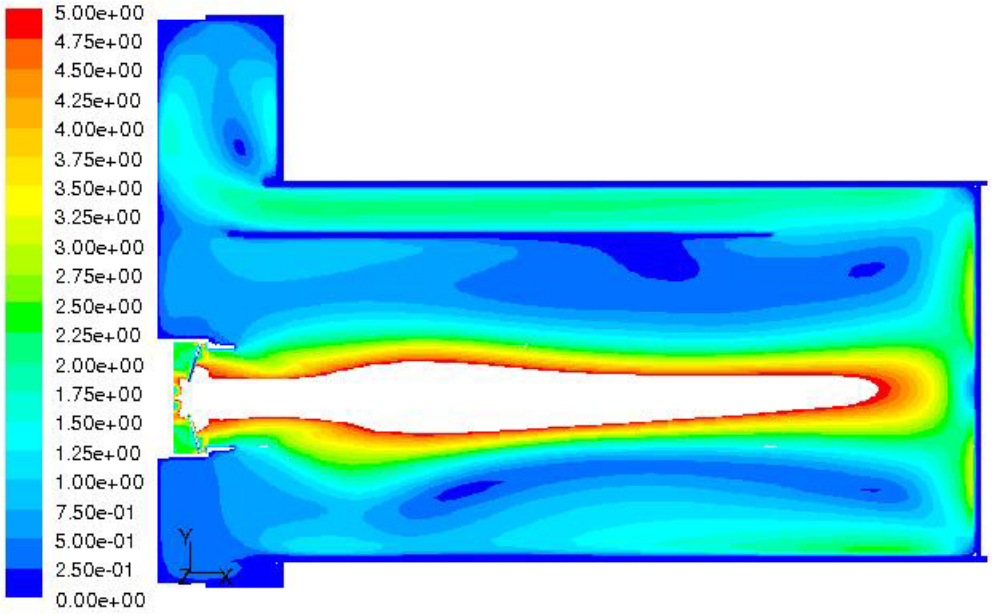
Slika 8.27 Prikaz raspodjele temperature (20–1000 °C) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)*

Na slici 8.28 prikazana je raspodjela temperature u poprečnom presjeku kotla na izlazu iz ložišta odnosno na ulazu u dimovodne cijevi (x = 144 mm). Uočava se nesimetrična raspodjela temperature u poprečnom presjeku kotla nastala kao posljedica vrtložnog strujanja. Vidljivo je da u krajnje cijevi 1 i 4 ulaze topliji dimni plinovi ispod usmjerivača plamena, dok u središnje cijevi kotla 2 i 3 ulaze nešto hladniji dimni plinovi iznad usmjerivača plamena.

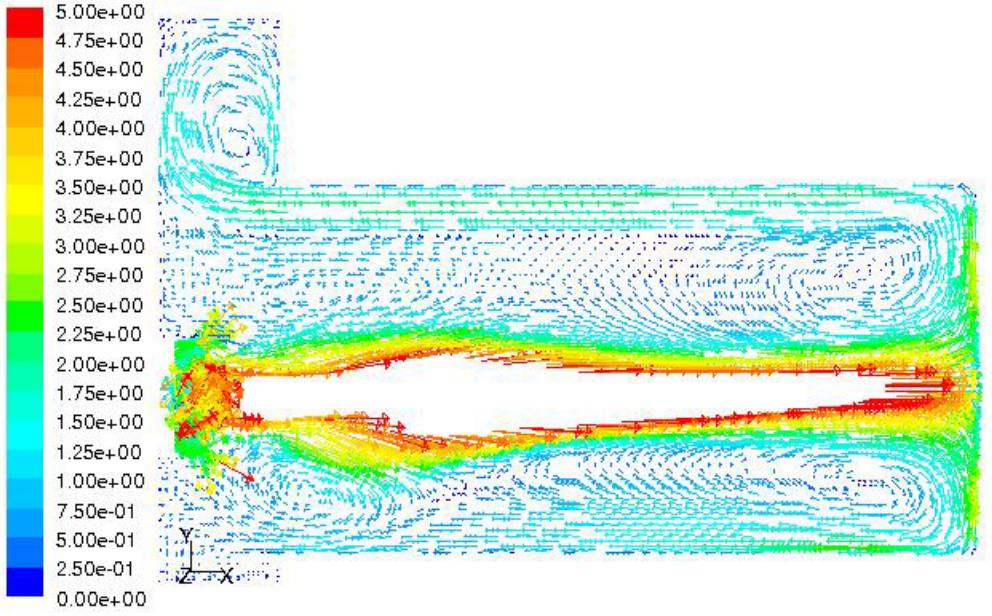


Slika 8.28 Prikaz raspodjele temperature (20–1000 °C) *u poprečnom presjeku (x = 144 mm – izlaz iz ložišta, ulaz u dimovodne cijevi) trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B*

Promotri li raspodjela brzine u uzdužnom presjeku kotla prikazana na slikama 8.29 i 8.30 vidi se da dimni plinovi iznad usmjerivača plamena odlaze prema dimovodnim cijevima 2 i 3, što je bilo i za očekivati. Međutim, kao što je već rečeno, nesimetrična raspodjela temperature posljedica je vrtložnog strujanja u prostoru ložišta i predkomore.



Slika 8.29 Prikaz raspodjele brzine (0–5 m/s) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)*



Slika 8.30 Vektorski prikaz raspodjele brzine (0–5 m/s) *u uzdužnom presjeku trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)*

S obzirom na to da se temperatura dimnih plinova mjerila samo na ulazu u treću dimovodnu cijev, uspoređeni su podaci dobiveni mjerenjem i numeričkom simulacijom samo za treću cijev. Razlika u temperaturama dimnih plinova na ulazu u treću cijev dobivena mjerenjem i numeričkom simulacijom iznosi 15,08 °C (tablica 8.13). Na strani dimnih plinova mjerena je također temperatura dimnih plinova u ložištu t_L na udaljenosti 1 cm ispod usmjerivača plamena na poziciji x = 379 mm i y = 110 mm u odnosu na ishodište koje je smješteno na početak vrtložnika. Uočava se jako dobro poklapanje temperature t_L dobivene mjerenjem i numeričkom simulacijom.

Tablica 8.13: Usporedba temperatura dobivenih mjerenjem i numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)

Temperatura	Mjerenje	Numerička simulacija
Temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev 3, t_1, [°C]	444,92	429,833
Temperatura dimnih plinova u ložištu 1 cm ispod usmjerivača plamena (379 mm, 110 mm, 0) t_L, [°C]	749,08	748,326
Prosječna temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta iznad usmjerivača plamena, [°C]	–	432,46

Ukoliko se usporede ukupno količina topline predana od strane dimnih plinova preko ogrjevnih stijenki na stranu vode dobivena proračunom i numeričkom simulacijom uočava se poprilično dobro slaganje. Preliminarnim proračunom dobivena je ukupna količina topline od 18,635 8 kW, dok je numeričkom simulacijom dobiveno 17,545 kW (tablica 8.14). Međutim, uočava se odstupanje u iznosima pojedinih količina toplini predanih na stranu vode u ložištu i prostoru predkomore dobiveni proračunom i numeričkom simulacijom. Numeričkom simulacijom dobiveno je, da se u prostoru ložišta na stranu vode preda 13,245 kW, dok se u prostoru predkomore preda 4,3 kW topline. Količina topline predana na stranu vode u ložištu dobivena preliminarnim proračunom veća je za 2,985 kW u odnosu na vrijednost dobivenu numeričkom simulacijom, dok je količina topline predana na stranu vode u predkomori dobivena proračunom manja za 1,8942 kW u odnosu na vrijednost dobivenu numeričkom simulacijom. Razlog odstupanja nalazi se u raspodjeli polja temperature na izlazu iz ložišta odnosno na ulazu u dimovodne cijevi. Naime, preliminarnim proračunom količina topline predana npr. u predkomori na stranu vode računa se na osnovu vrijednosti temperature na izlazu iz ložišta (stvarna temperatura dimnih plinova u iznosu) i temperature na ulazu u dimovodnu cijev dobivene mjerenjem na trećoj cijevi.

Kao temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta uzima se stvarna temperatura dimnih plinova izračunata prema Stefan-Boltzmannovom zakonu u iznosu 632 °C. Za temperaturu dimnih plinova na izlazu iz predkomore odnosno na ulazu u dimovodne cijevi uzeta je mjerena vrijednost temperature na ulazu u treću dimovodnu cijev u iznosu 444,92 °C. Dakle, prema proračunu u predkomori je ostvaren pad temperature od 187 °C, odnosno u predkomori je predano 2,4058 kW na stranu vode. S obzirom na to da je raspodjela temperature dimnih plinova na izlazu iz ložišta različita iznad i ispod skretnog lima, te da se temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta ispod skretnog lima kreće u području od 700 do 1 000 °C odnosno znatno je veća u odnosu na vrijednost proračunske stvarne temperature dimnih plinova, za očekivati je da će se u prostoru predkomore izmijeniti veća količina topline.

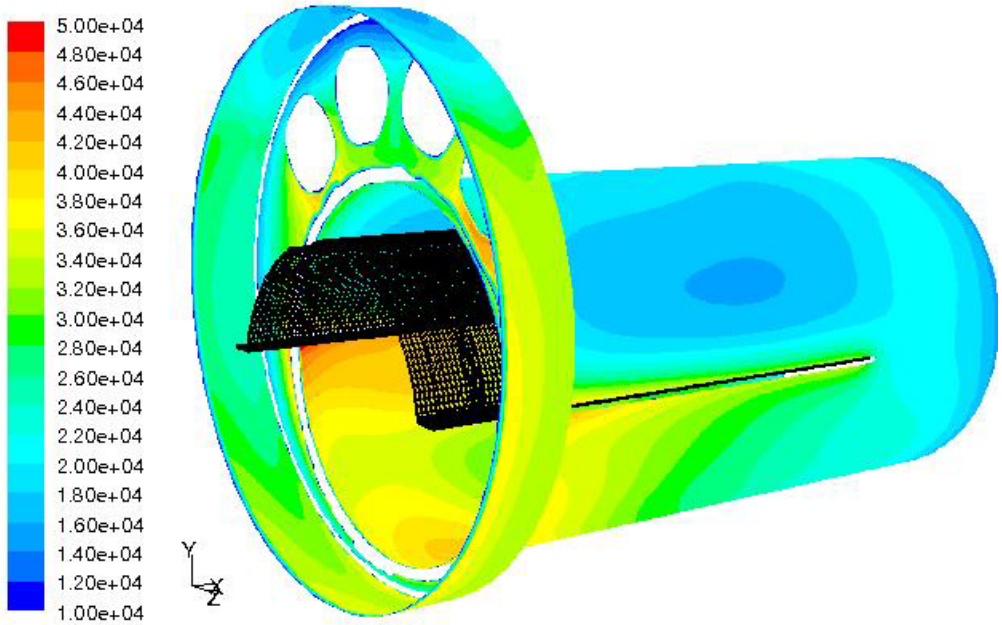
Tablica 8.14: Usporedba rezultata dobivenih proračunom i numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)

Prostor kotla	Preliminarni proračun [kW]	Numerička simulacija [kW]
Prostor ložišta	16,2300	13,245
Prostor predkomore	2,4058	4,300
Ukupna količina topline	**18,6358**	**17,545**

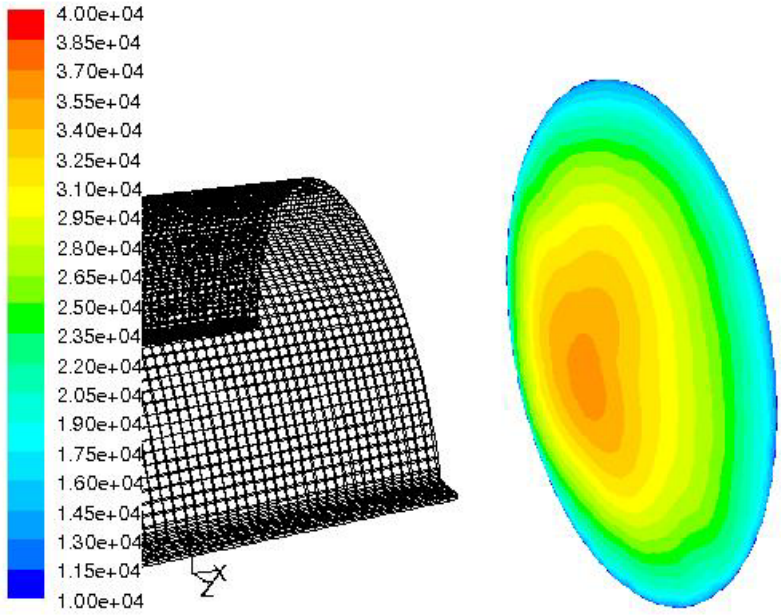
U tablici 8.15 navedene vrijednosti specifičnog opterećenja u kW/m^2 podnice ložišta, cilindrične stijenke ložišta, prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore, prosječne su veličine dobivene kao kvocijent ukupne količine topline predane na stranu vodu i površine za izmjenu topline. Čini se nelogično da su specifična opterećenja podnice ložišta i cilindrične stijenke ložišta manja od specifičnih opterećenja prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore. Na slici 8.31 dan je prikaz raspodjele specifičnog opterećenja ogrjevnih površina. Ukoliko se promotri npr. raspodjela specifičnog opterećenja podnice ložišta prikazana na slici 8.32, uočava se raspodjela specifičnog opterećenja u intervalu od 13 do 37 kW/m^2, dok prosječna vrijednost specifičnog opterećenja iznosi 23,22 kW/m^2. Najveće specifično opterećenje podnice nalazi se u središnjem dijelu podnice, gdje plamen nastrujava direktno na podnicu. Isto tako, specifično opterećenje cilindrične stijenke ložišta najveće je na dijelu stijenke ispod skretnog lima, dok je iznad skretnog lima znatno manje (slika 8.33). Upravo zbog manjeg specifičnog opterećenja cilindrične stijenke ložišta iznad skretnog lima koje se prostire na gornjoj polovici ukupne površine cilindrične stijenke ložišta, proizlazi da je prosječno specifično opterećenje stijenke ložišta nešto manje od specifičnog opterećenja prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore.

Tablica 8.15: Specifična opterećenja ogrjevnih površina trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore)

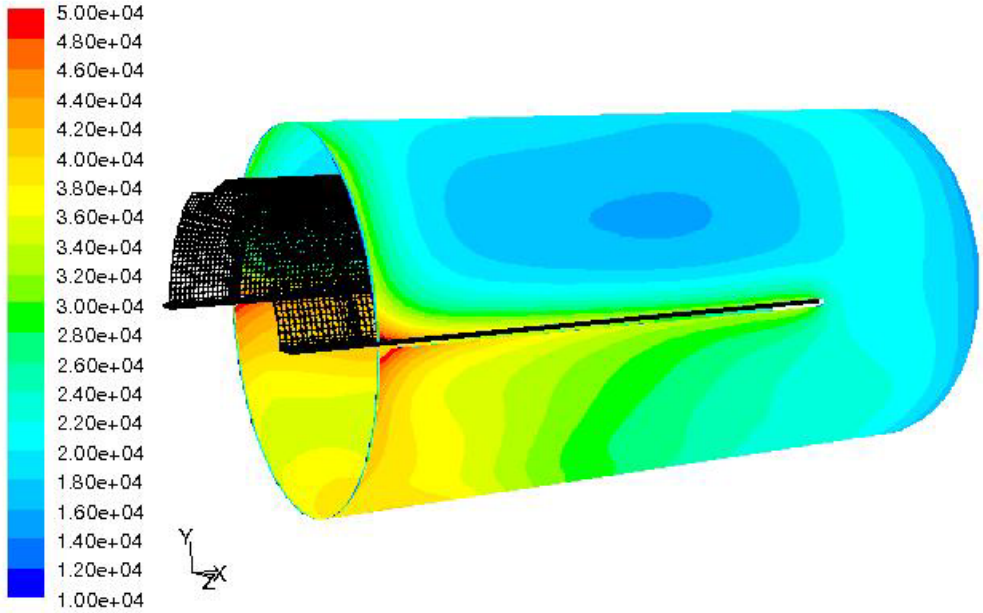
Prostor kotla	Ogrjevne površine	Površina za izmjenu topline [m^2]	Količina topline predana na stranu vode [kW]	Specifično opterećenje [kW/m^2]
PROSTOR LOŽIŠTA	Podnica ložišta	0,0590	1,370	23,22
	Cilindrična stijenka ložišta	0,4410	11,875	26,93
	Σ	**0,5000**	**13,245**	**26,49**
PROSTOR PREDKOMORE	Prednja cijevna stijenka	0,0668	1,987	29,75
	Stijenka predkomore	0,0707	2,313	32,72
	Σ	**0,1375**	**4,300**	**31,27**



Slika 8.31 Prikaz raspodjele specifičnog opterećenja (10–50 kW/m^2) *ogrjevnih površina*



Slika 8.32 Prikaz raspodjele specifičnog opterećenja (10–40 kW/m^2) *podnice ložišta*



Slika 8.33 Prikaz raspodjele specifičnog opterećenja (10–50 kW/m^2) *cilindrične stijenke ložišta*

8.4.4 Numerička simulacija trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug

Ulazni parametri korišteni u drugom krugu numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 dani su u tablici 8.16. Kao rubni uvjet je na vezne stijenke između dva modela (stijenka podnice, cilindričnog dijela ložišta, predkomore i prednje cijevne stijenke) preslikano specifično opterećenje u W/m^2 dobiveno u prvom krugu numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore).

Tablica 8.16: Ulazni parametri za numeričku simulaciju trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug

Ulazna veličina za model	Iznos
Brzina voda u povratnom vod v_R, [m/s]	0,7489
Temperatura vode u povratnom vodu t_R, [°C]	36,16 °C (309,31 K)
Brzina dimnih plinova na ulazu u cijev v_1, [m/s]	4,615
Temperatura dimnih plinova na ulazu u cijev t_1, [°C]	507,045 °C (780,195 K)
Specifično opterećenje podnice ložišta $q_{L\text{-}pod}$, [W/m^2]	od strane dimnih plinova
Specifično opterećenje cilindrične stijenke ložišta $q_{L\text{-}c}$, [W/m^2]	od strane dimnih plinova
Specifično opterećenje prednje cijevne stijenke q_{CS}, [W/m^2]	od strane dimnih plinova
Specifično opterećenje predkomore q_{PK}, [W/m^2]	od strane dimnih plinova

Ukupno je provedeno 8 000 iteracija. Reziduali jednadžbe kontinuiteta, jednadžbi održanja količine gibanja (u smjeru osi x, y i z), jednadžbe turbulentne kinetičke energije k i jednadžbe disipacije turbulentne kinetičke energije ε nalaze se ispod 1e–3, dok se rezidual energetske jednadžbe nalazi ispod $1e^{-6}$. Jedino rezidual jednadžbe zračenja iznosi 1,68e–05. Međutim, vrijednosti brzine i temperature vode na polaznom vodu su se stacionirale, te se smatra da je postignuta konvergencija.

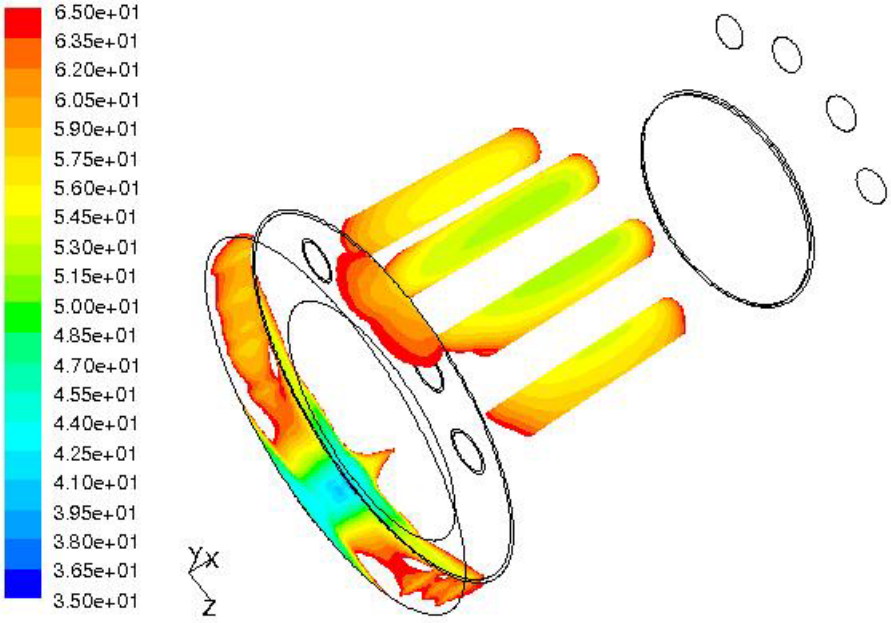
Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije dana je u tablici 8.17. I ovdje se uočava dobro poklapanje temperature polazne vode dobivene mjerenjem i numeričkom simulacijom.

Tablica 8.17: Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug

Temperatura	Mjerenje	Numerička simulacija
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	–	375,57 (648,72K)
Temperatura vode u polaznom vodu t_V, [°C]	46,95	46,1 (319,25K)

Raspodjela brzine i temperature u uzdužnom presjeku dobivene u drugom krugu numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 slične su raspodjeli dobivenoj u prvom krugu.

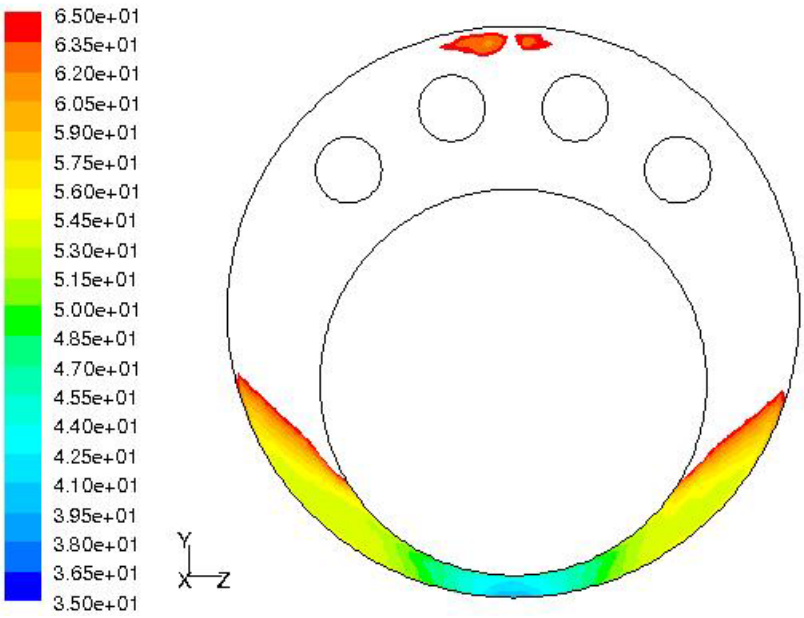
S obzirom na to da je glavni cilj provedenih numeričkih simulacija dobiti raspodjelu temperature na ogrjevnim površinama NTK25, na slikama 8.34, 8.35 i 8.36 dana je raspodjela temperature na ogrjevnim površinama dobivena numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora u drugom krugu.



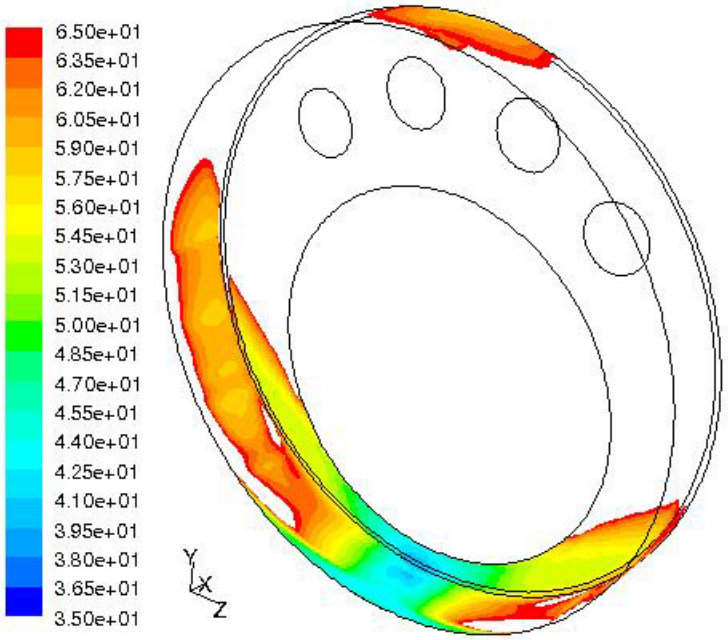
Slika 8.34 Prikaz raspodjele temperature (35–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug*

Raspodjela temperature na ogrjevnim stijenkama dobivena u drugom krugu se neznatno razlikuje od raspodjele temperature dobivene u prvom krugu. Kritične ogrjevne površine na kojima može doći do kondenzacije dimnih plinova su i dalje dimovodne cijevi koje nisu prevučene vanjskom cijevi, donji ulazni dio cilindričnog ložišta, donji dio prednje cijevne stijenke i donji dio stijenke predkomore. Problem kondenzacije u dimovodnim cijevima rješava se umetanjem turbulatora u dimovodne cijevi, dok se na ostalim ogrjevnim površinama temperatura stijenki iznad 65 °C može riješiti preusmjeravanjem toka povratne vode i prevlačenjem stijenke s dvostrukom stijenkom.

Drugi krug modela 1B (strana izgaranja – model ložišta i predkomore) s rubnim uvjetima dobivenim na strani vode nije proveden zbog izuzetno dugog vremena računanja odnosno teškog postizanja konvergencije te zbog osjetljivosti na rubne uvjete. Smatra se, da se dobivena raspodjela temperature na kritičnim ogrjevnim površinama ne bi znatno promijenila.



Slika 8.35 Prikaz raspodjele temperature (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug*



Slika 8.36 Prikaz raspodjele temperature (35–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci i stijenci predkomore trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug*

Ukoliko se kritične ogrjevne površine prikazane na slikama 8.34, 8.35 i 8.36 dobivene numeričkom simulacijom trećeg prototipa NTK25 usporede sa kritičnim ogrjevnim površinama dobivenim eksperimentalno (slika 6.21) uočava se dobro slaganje. Mora se uzeti u obzir da je potrebno određeno vrijeme za otvaranje vrata kotla pri čemu dio nastalog kondenzata ispari, odnosno ploha se osuši.

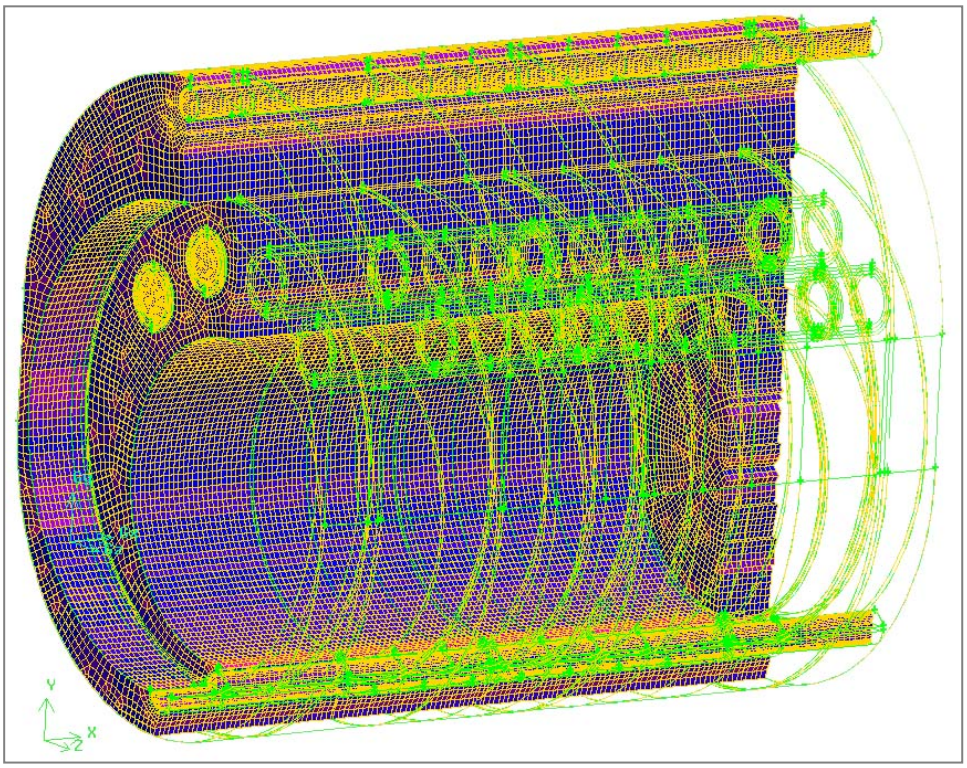
8.5 NUMERIČKA SIMULACIJA ČETVRTOG PROTOTIPA NTK25

U cilju sprječavanja kondenzacije dimnih plinova provedene su daljnje rekonstrukcije povratnog voda na četvrtom prototipu NTK25 (poglavlje 6.2.4). Napravljeno je ukupno 7 provrta promjera ∅20 mm kroz koje istrujava voda iz povratnog voda u kotao. Izbjegnuto je direktno nastrujavanje hladne povratne vode na ogrjevne površine. U nastavku je provedena numerička simulacija strane vode i strane dimnih plinova u dimovodnim cijevima.

8.5.1 Numerička simulacija četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug

Modelom je obuhvaćena strana vode te dimni plinovi u dimovodnim cijevima bez umetnutih turbulatora. U modelu su uzeti isti ulazni parametri kao i kod trećeg prototipa NTK25 (tablica 8.7). Cilj je pokazati da se rekonstrukcijama provedenim na četvrtom prototipu sprječava odnosno smanjuje kondenzacija dimnih plinova.

Računalna mreža četvrtog prototipa NTK25 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima bez turbulatora), prikazana na slici 8.37, ima ukupno 821 407 kontrolnih volumena prije adaptacije veličine y^+. Nakon adaptacije veličine y^+ broj kontrolnih volumena iznosi 1 455 061.



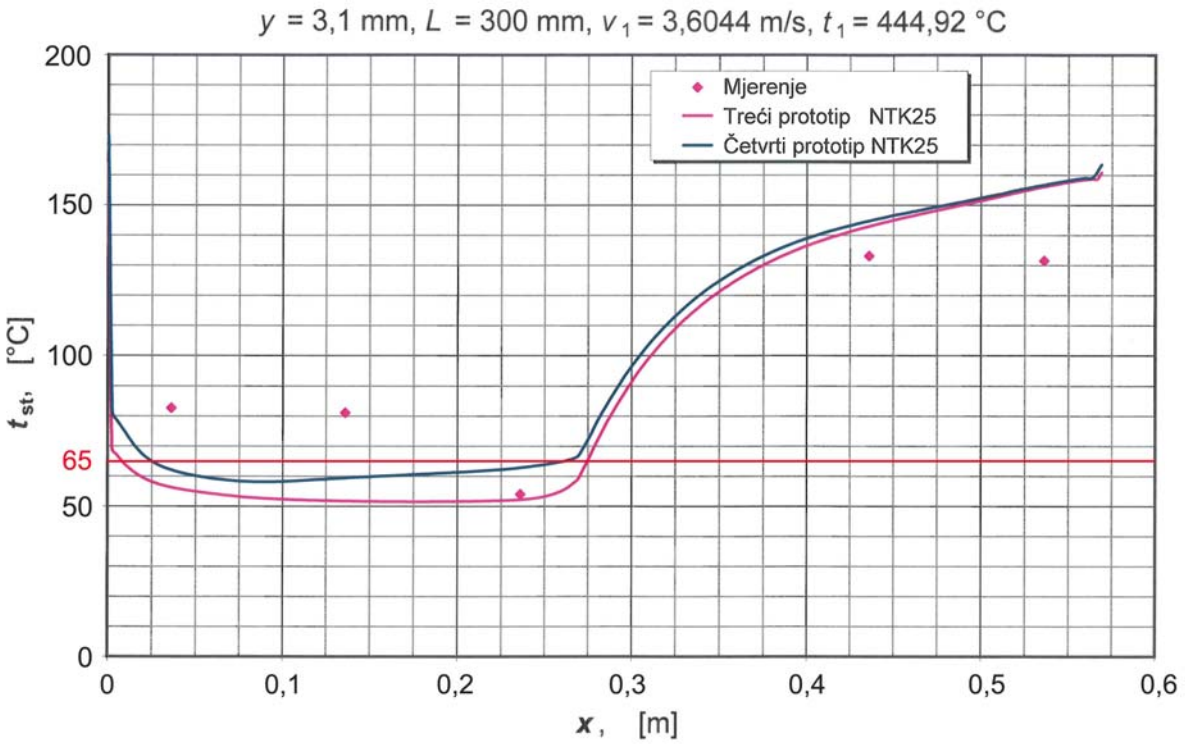
Slika 8.37 Računalna mreža četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)

Na početku simulacije provedeno je 1 000 iteracija ″na hladno″ odnosno isključene su energetska jednadžba i jednadžba zračenja da bi se dobilo početno polje strujanja i turbulencije. Ukupno je provedeno 7 200 iteracija. Reziduali jednadžbe kontinuiteta, jednadžbi održanja količine gibanja (u smjeru osi *x*, *y* i *z)*, jednadžbe turbulentne kinetičke energije *k* i jednadžbe disipacije turbulentne kinetičke energije ε nalaze se ispod $1e^{-3}$, dok se rezidual energetske jednadžbe nalazi ispod $1e^{-6}$. Jedino rezidual jednadžbe zračenja iznosi $4{,}47e^{-06}$. Za vrijeme simulacije promatrane su brzina i temperatura vode na polaznom vodu, te brzina i temperatura dimnih plinova na izlazu iz treće dimovodne cijevi. S obzirom na to da su se vrijednosti spomenutih veličina stacionirale, smatra se da je postignuta konvergencija.

U tablici 8.18 uspoređeni su rezultati mjerenja i rezultati dobiveni numeričkom simulacijom trećeg i četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora. Usporedba temperatura stijenke dimovodne cijevi na strani dimnih plinova dobivena mjerenjem i numeričkim simulacijama trećeg i četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora prikazana je također i na slici 8.38. Zahvaljujući preusmjeravanju toka povratne hladne vode u kotao temperature stijenke dimovodne cijevi četvrtog prototipa NTK25 na dijelu cijevi koji nije prevučen vanjskom cijevi više su nego kod trećeg prototipa NTK25. Tako je minimalna temperatura stijenke na strani dimnih plinova kod četvrtog prototipa NTK25 veća za 6,64 °C u usporedbi s minimalnom temperaturom stijenke kod trećeg prototipa NTK25.

Tablica 8.18: Usporedba rezultata mjerenja i numeričke simulacije za treći i četvrti prototip NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – prvi krug

	Mjerenje	Numerička simulacija	
		3 NTK25	4 NTK25
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz cijevi t_2, [°C]	323,88	326,18 (599,33 K)	325,69 (598,84 K)
Temperatura vode u polaznom vodu t_V, [°C]	46,95	46,89 (320,04 K)	46,89 (320,04 K)
T1 (x = 36 mm), [°C]	82,69	56,27	62,12
T2 (x = 136 mm), [°C]	81,12	51,76	59,49
T3 (x = 236 mm), [°C]	53,99	52,19	62,89
T4 (x = 336 mm), [°C]	–	114,83	118,77
T5 (x = 436 mm), [°C]	133,10	142,89	144,77
T6 (x = 536 mm), [°C]	131,50	156,04	156,76
Minimalna temperatura stijenke na strani dimnih plinova $t_{st\text{-}min}$, [°C]	–	51,54	58,18
Pozicija minimalne temperature stijenke na strani dimnih plinova $x_{st\text{-}min}$, [mm]	–	178,38	88,56



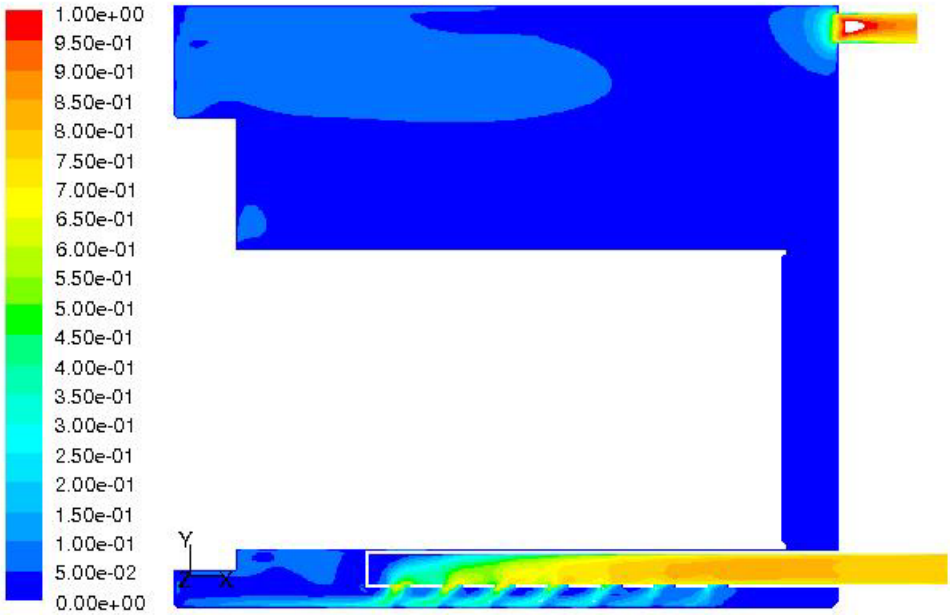
Slika 8.38 Usporedba temperatura stijenke na strani dimnih plinova dobivene mjerenjem i numeričkim simulacijama za slučaj dimovodne cijevi trećeg i četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora (duljina vanjske cijevi L = 300 mm*)*

S obzirom na to da su kao rubni uvjeti na veznim stijenkama u prvom krugu numeričke simulacije trećeg i četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora postavljene iste vrijednosti specifičnog opterećenja, količine topline predane na stranu vodu od strane dimnih plinova preko ogrjevnih stijenki po iznosu su približno jednake (tablica 8.9 i tablica 8.19).

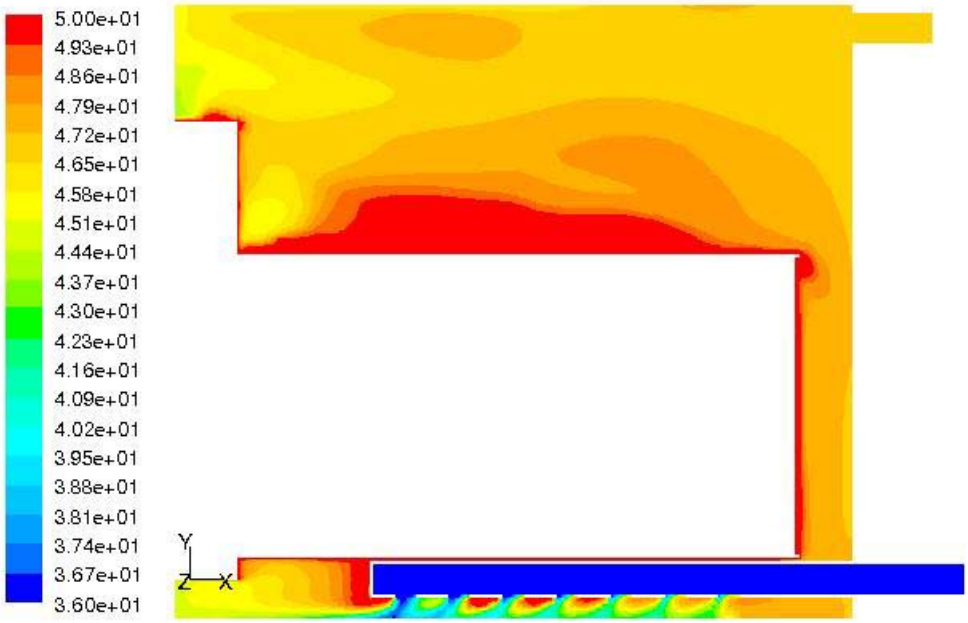
Tablica 8.19: Količina topline predana preko ogrjevnih površina na stranu vode kod numeričke simulacije četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora

Ogrjevne površine	Količina topline predana na stranu vode, [W]
Podnica ložišta	2 092,58
Cilindrična stijenka ložišta	14 962,62
Prednja cijevna stijenka	1 169,29
Stijenka predkomore	1 447,71
Stijenka dimovodne cijevi 1	366,01
Stijenka dimovodne cijevi 2	371,73
Stijenka dimovodne cijevi 3	368,91
Stijenka dimovodne cijevi 4	369,30
	21 148,15

Raspodjela brzine i temperature u uzdužnom presjeku četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora dobivene numeričkom simulacijom prikazane su na slici 8.39 i 8.40. Izbjegnuto je direktno nastrujavanje povratne hladne vode na donji dio prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore. Povratna hladna voda je sada usmjerena na donji dio vanjske stijenke kotla, a zatim struji oko cilindričnog ložišta.

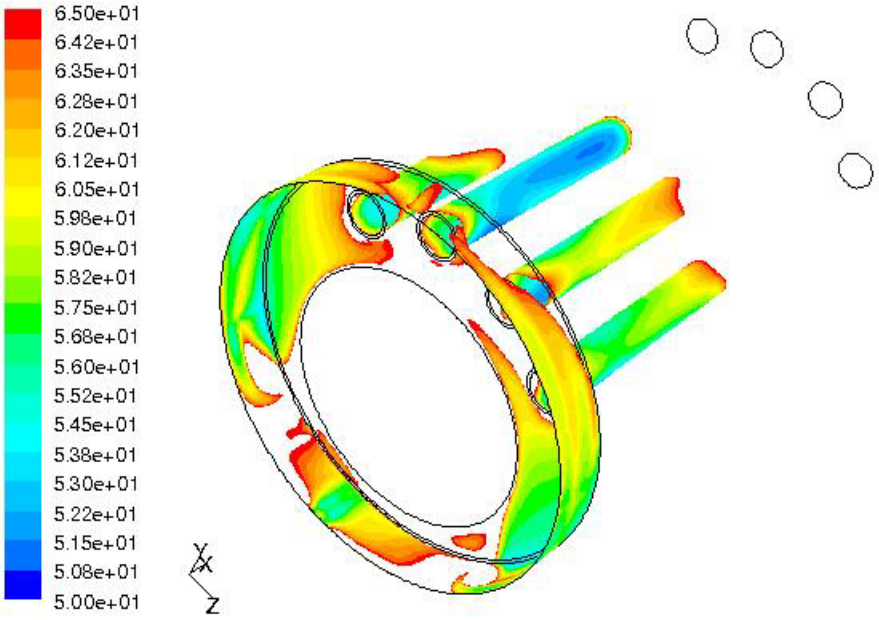


Slika 8.39 Prikaz raspodjele brzine (0–1 m/s) *u uzdužnom presjeku četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)*



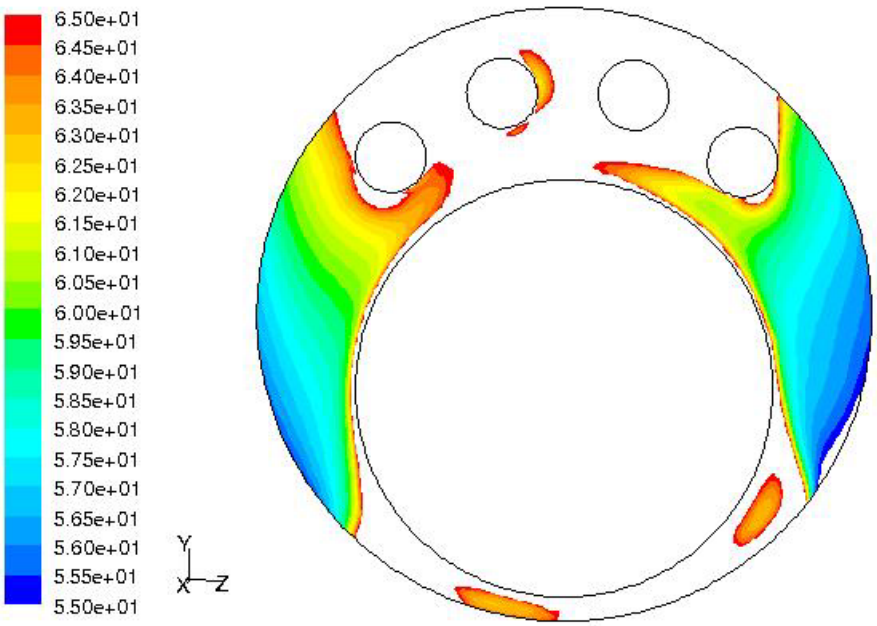
Slika 8.40 Prikaz raspodjele temperature (36–50 °C) *u uzdužnom presjeku četvrtog prototipa NTK25 – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima)*

Numeričkom simulacijom četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora u prvom krugu dobivene su kritične površine na kojima dolazi do kondenzacije dimnih plinova. Na slici 8.41 prikazane su kritične površine prednja cijevna stijenka, stijenka predkomore i stijenke dimovodnih cijevi na kojima je temperatura stijenke manja od dogovorom utvrđene granične temperature stijenke 65 °C. Na stijenkama ložišta ne dolazi do kondenzacije dimnih plinova odnosno temperature stijenki ložišta su veće od 65 °C.



Slika 8.41 Prikaz raspodjele temperature (50–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug*

Temperatura prednje cijevne stijenke ne spušta se više ispod 65 °C na donjem dijelu prednje cijevne stijenke zahvaljujući preusmjeravanju povratne vode, već na bočnim dijelovima prednje cijevne stijenke (slika 8.42).



Slika 8.42 Prikaz raspodjele temperature (55–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – prvi krug*

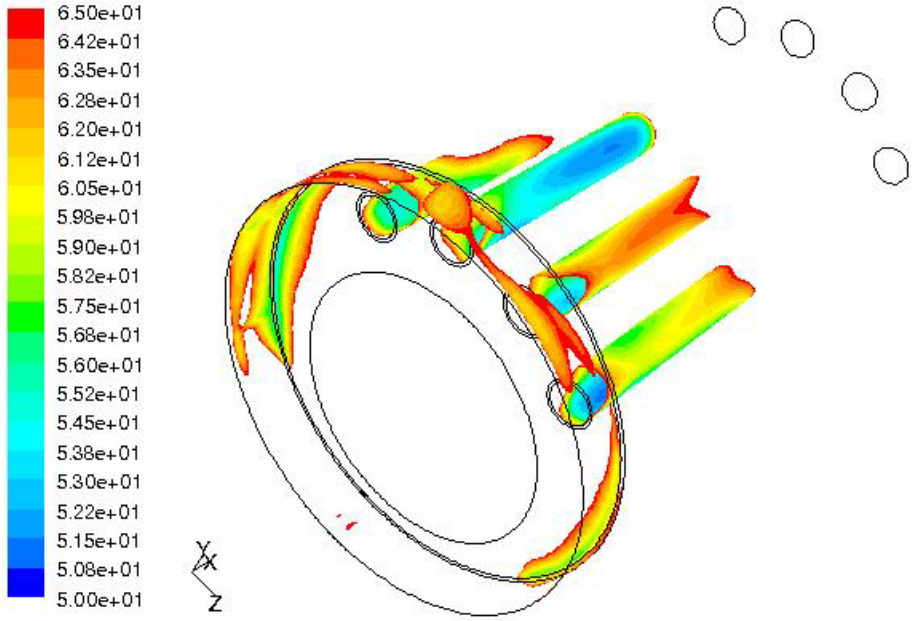
8.5.2 Numerička simulacija četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 (strana vode + dimni plinovi u dimovodnim cijevima) – drugi krug

Kao ulazni parametri u drugom krugu numeričke simulacije četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – model 2 korišteni su parametri dobiveni u prvom krugu numeričke simulacije trećeg prototipa NTK25 bez turbulatora – model 1B (strana izgaranja – prostor ložišta i predkomore) (tablici 8.16).

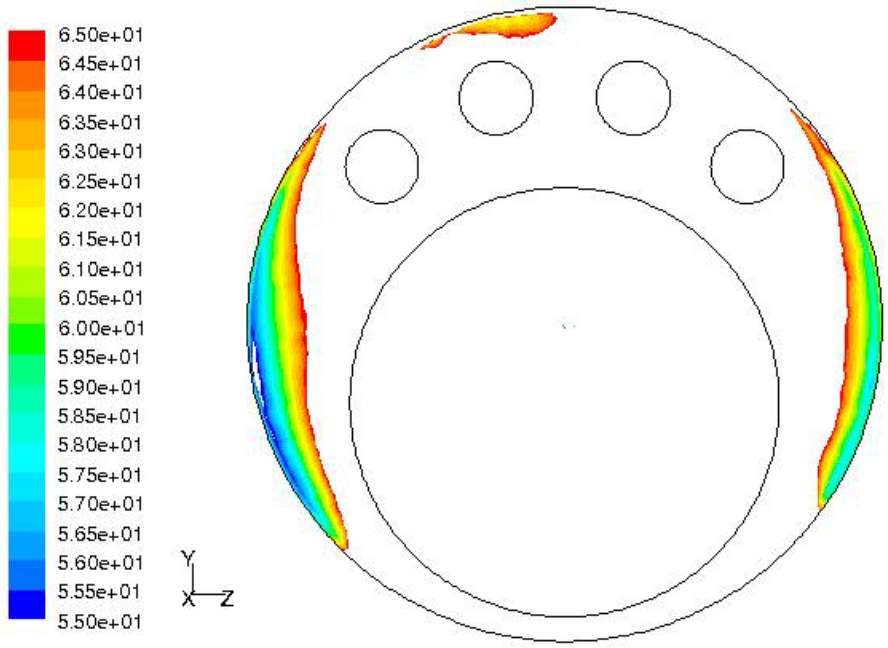
S obzirom na to da je glavni cilj dobiti temperaturnu raspodjelu na ogrjevnim stijenkama, na slici 8.43 je prikazana raspodjela temperature na kritičnim ogrjevnim površinama četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora dobivena u drugom krugu numeričke simulacije. Kritične ogrjevne stijenke su i dalje dimovodne cijevi koje nisu prevučene vanjskom cijevi, te bočni dijelovi prednje cijevne stijenke (slika 8.44) i stijenke predkomore. Na donjem dijelu prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore, zahvaljujući preusmjeravanju toka povratne vode, kondenzacija je spriječena. Međutim, nakon ulaza u kotao povratna voda najprije udara u donji dio vanjske stijenke kotla, a zatim opstrujava ložište i diže se prema gore i pri tome opstrujava i bočne dijelove prednje cijevne stijenke i stijenke predkomore.

Kao što je već rečeno, problem kondenzacije na dimovodnim cijevima može se ukloniti upravljanjem strujanja vode, umetanjem turbulatora u obliku zavojnice u dimovodne cijevi, te kao krajnje rješenje prevlačenjem dimovodnih cijevi vanjskom cijevi.

S obzirom na to da problem kondenzacije dimnih plinova na prednjoj cijevnoj stijenci i stijenci predkomore nije u potpunosti uklonjen preusmjeravanjem toka povratne vode, potrebno je u slijedećem koraku navedene stijenke prevući vanjskom stijenkom da bi se u potpunosti uklonila mogućnost pojave kondenzacije dimnih plinova.



Slika 8.43 Prikaz raspodjele temperature (50–65 °C) *na kritičnim ogrjevnim površinama četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug*



Slika 8.44 Prikaz raspodjele temperature (55–65 °C) *na prednjoj cijevnoj stijenci četvrtog prototipa NTK25 bez turbulatora – drugi krug*

9. ZAKLJUČAK

Postavljeni cilj ovog rada bio je razvoj numeričkog modela NT–kotla na tekuće gorivo. Razvijeni numerički model za simulaciju rada NT–kotla, koji se temelji na metodi kontrolnih volumena, obuhvaća procese pripreme gorive smjese u plameniku, izgaranje i prijelaz topline na ogrjevnoj strani te strujanje i prijelaz topline na strani vode i pruža vjerodostojne podatke o procesima izmjene topline i mase u kotlu. S takvim modelom moguće je istraživati utjecaj različitih geometrija kotla na pojavu kondenzacije dimnih plinova. Da bi se spriječila kondenzacija dimnih plinova kod NT– kotla na EL loživo ulje potrebno je temperaturu ogrjevnih stijenki na strani dimnih plinova održavati iznad dogovorom utvrđene granične temperature stijenke od 65 °C. Istraživanje je provedeno kombinacijom znanstvenih i inženjerskih metoda, proučavanjem teorijskih modela i provedbom eksperimenata.

S obzirom na to da se priprema smjese zraka i tekućeg goriva odvija u plameniku bilo je potrebno simulirati i plamenik. Elementi plamenika, koji služe za stabilizaciju plamena (vrtložnik i zastojna ploča) te turbulatori umetnuti u dimovodne cijevi NT–kotla zbog svoje složene geometrije, inače prilično pravilnu geometriju kotla čine kompleksnom. Upravo zbog toga su najprije zasebno provedene numeričke simulacije dimovodnih cijevi, oblika cijev u cijevi, s umetnutim turbulatorima u obliku zavojnice i bez njih. Pri tome su od utjecajnih parametara varirani brzina v_1 (1–8 m/s) i temperatura t_1 (200, 300, 400 i 500 °C) dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev, koeficijent prijelaza topline na strani vode α_W (200, 300, 400, 500 i 600 W/(m^{2}K)), duljina vanjske cijevi L (100, 200, 300, 400, 500 i 569 mm), debljina zračnog sloja y (1, 2, 3,1, 4, 5 i 6 mm) i koeficijent toplinske vodljivosti materijala stijenke cijevi. Duljina unutarnje cijevi iznosi 569 mm. Uočen je korisni efekt turbulatora u obliku zavojnice na prijelaz topline a time i na povećanje sporne temperature stijenke na strani dimnih plinova. Na osnovu provedenih numeričkih simulacija dimovodnih cijevi određene su potrebne duljine vanjske cijevi kojom se prevlači osnovna cijev da bi se spriječila kondenzacija dimnih plinova. Naime, s povećanjem duljine vanjske cijevi L povećava se minimalna temperatura stijenke na strani dimnih plinova, te se na taj način može utjecati na pojavu kondenzacije dimnih plinova.

Slučajevi izbjegavanja kondenzacije dimnih plinova za dimovodne cijevi bez turbulatora (y = 3,1 mm, α_W = 400 W/(m^{2}K)) dani su tablično:

DIMOVODNA CIJEV PROTOTIPA NTK25 BEZ TURBULATORA		
Duljina vanjske cijevi	Ulazna brzina	Ulazna temperatura
L = 0 mm → GOLA CIJEV	$v_1 \geq 8{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C
L = 100 mm	$v_1 \geq 8{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C
L = 200 mm	$v_1 \geq 7{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C
L = 300 mm	$v_1 \geq 7{,}0$ m/s $v_1 \geq 8{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C $t_1 \geq 400$ °C
L = 400 mm	$v_1 \geq 5{,}0$ m/s $v_1 \geq 7{,}0$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C $t_1 \geq 400$ °C
L = 500 mm	$v_1 \geq 2{,}0$ m/s $v_1 \geq 3{,}0$ m/s $v_1 \geq 4{,}5$ m/s	$t_1 \geq 500$ °C $t_1 \geq 400$ °C $t_1 \geq 300$ °C
L = 569 mm	$v_1 \geq 1{,}0$ m/s	$t_1 \geq 200$ °C

Umetanjem turbulatora postiže se povećanje minimalne temperature stijenke od 5 do 25% ovisno o brzini strujanja dimnih plinova na ulazu u dimovodnu cijev v_1 i o duljini vanjske cijevi L. Slučajevi izbjegavanja kondenzacije dimnih plinova za dimovodne cijevi sa turbulatorima u obliku zavojnice (y = 3,1 mm, t_1 = 400 °C, α_W = 400 W/(m^{2}K)) dani su tablično:

DIMOVODNA CIJEV PROTOTIPA NTK25 S TURBULATOROM		
Duljina vanjske cijevi	Ulazna brzina	Ulazna temperatura
L = 0 mm → GOLA CIJEV	pojava kondenzacije u promatranom području	
L = 100 mm	pojava kondenzacije u promatranom području	
L = 200 mm	$v_1 \geq 4{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 300 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 400 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 500 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C
L = 569 mm	$v_1 \geq 3{,}0$ m/s	$t_1 \geq 400$ °C

Da bi se spriječila kondenzacija dimnih plinova na dimovodnim cijevima prototipa NTK25 bez umetnutih turbulatora potrebno je dimovodne cijevi prevući s vanjskom cijevi duljine L = 500 mm. Ukoliko su u dimovodne cijevi prototipa NTK25 umetnuti turbulatori u obliku zavojnice po cijeloj duljini dimovodnih cijevi, kondenzacija dimnih plinova se izbjegava prevlačenjem cijevi s vanjskom cijevi duljine L = 300 mm.

Nadalje, zbog spomenute kompleksnosti geometrije, ograničene memorije i snage računala, računalna domena prototipa NT–kotla bez turbulatora podijeljena je na tri osnovna modela:

1A. model vrtložnika, gdje struji samo zrak,

1B. model na strani izgaranja (dio plamenika sa zastojnom pločom, reverzibilno ložište i predkomora),

2. model na strani vode s dimnim plinovima u dimovodnim cijevima bez turbulatora.

Glavni cilj provedenih numeričkih simulacija prototipa NT–kotla je bio dobivanje raspodjele temperature na preostalim ogrjevnim stijenkama kotla, a to su cilindrična stijenka i podnica reverzibilnog ložišta, prednja cijevna stijenka i stijenka predkomore.

Cilj numeričke simulacije vrtložnika je bio dobiti profil brzina (aksijalna, radijalna i tangencijalna komponenta brzine) nakon prostrujavanja zraka preko vrtložnika, a prije ubrizgavanja tekućeg goriva. Dobiveni profil brzina je preslikan kao rubni uvjet prilikom ulaska zraka u model 1B. U prvom koraku numeričkih simulacija prototipova NT–kotla najprije je provedena simulacija modela 2, pri čemu su kao rubni uvjeti na veznim stijenkama između dva modela 1B i 2 korištene prosječne vrijednosti specifičnog toplinskog opterećenja veznih stijenki dobivenih proračunom. Određene su kritične površine na kojima dolazi do kondenzacije dimnih plinova, odnosno na kojima je temperatura stijenke manja od dogovorom utvrđene granične temperature stjenke 65 °C. Prilikom numeričke simulacije modela 1B kao rubni uvjeti na veznim stijenkama korištene su prosječne vrijednosti koeficijenata prijelaza topline dobivene nakon provedene numeričke simulacije modela 2. U drugom krugu numeričke simulacije modela 2 kao rubni uvjeti na veznim stjenkama korištene su specifična opterećenja dobivena numeričkom simulacijom modela 1B. Određene kritične ogrjevne površine prevlače se dvostrukom stijenkom u svrhu sprječavanja kondenzacije dimnih plinova. Posebno su provedene numeričke simulacije dimovodnih cijevi sa i bez turbulatora u obliku zavojnice, pri čemu su dobiveni rezultati uspoređeni s rezultatima mjerenja.

U cilju rješavanja problema kondenzacije dimnih plinova eksperimentalni dio rada uključivao je izradu ukupno pet prototipova NT–kotla nazivnog učina 25 kW na kojima su provedena mjerenja. Na svakom prototipu primijenjena su rješenja za otklanjanje nedostataka uočenih prilikom mjerenja prethodnog prototipa.

Znanstveni doprinos ovoga rada iskazan je kroz potvrdu hipoteze i to :

- pokazano je da numerički model daje kvalitetan uvid u procese izgaranja, izmjene topline i mase, strujanja medija na strani vode i na strani dimnih plinova, te pojavu kondenzacije u kotlu

- razvijenim modelom dobiva se cjelokupna slika termodinamičkih procesa u toplovodnom kotlu u prijelaznom i stacionarnom stanju, te se određuju parametri važni za procjenu pojedinih konstrukcijskih rješenja na prototipu čijom se sustavnom varijacijom mogu postići optimalni rezultati

- razvijeni model predstavlja koristan alat za optimiranje relevantnih geometrijskih parametara NT–kotla još u fazi konstrukcije čime se znatno smanjuje broj eksperimenata, te skupa izrada velikog broja prototipova kotla.

U sklopu daljnjih istraživanja potrebno je provesti detaljnija mjerenja na prototipu NT–kotla sa svrhom potvrde rezultata dobivenih numeričkim simulacijama.

10. PRILOZI

Prilog 1. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA DIMOVODNIH CIJEVI

Tablica 1: Rezultati numeričkih simulacija dimovodnih cijevi bez turbulatora

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	0	0	NE	1,0	200	400	137,15	62,85	78,47	1047,67	78,47	908,85	0,00	0,00	473	48,57
					300	400	186,31	113,69	121,92	1627,73	121,92	1412,05	0,00	0,00	467	49,26
					400	400	228,64	171,36	164,06	2190,46	164,06	1900,21	0,00	0,00	463	49,79
					500	400	264,75	235,25	207,82	2774,73	207,82	2407,07	0,00	0,00	460	50,18
	0	0	NE	2,0	200	400	148,28	51,72	126,27	1685,88	126,27	1462,49	0,00	0,00	476	49,73
					300	400	207,25	92,75	192,75	2573,47	192,75	2232,47	0,00	0,00	470	50,98
					400	400	261,21	138,79	254,68	3400,34	254,68	2949,78	0,00	0,00	467	51,97
					500	400	310,65	189,35	316,45	4225,07	316,45	4225,07	0,00	0,00	463	52,80
	0	0	NE	3,0	200	400	153,34	46,66	169,15	2258,41	169,15	1959,16	0,00	0,00	479	50,78
					300	400	216,89	83,11	255,41	3410,08	255,41	2958,23	0,00	0,00	473	52,51
					400	400	276,21	123,79	334,18	4461,79	334,18	3870,59	0,00	0,00	470	53,90
					500	400	331,87	168,13	410,86	5485,47	410,86	4758,62	0,00	0,00	463	55,08
	0	0	NE	3,5	200	400	154,96	45,04	189,86	2534,93	189,86	2199,04	0,00	0,00	482	51,29
					300	400	220,04	79,96	285,34	3809,62	285,34	3304,82	0,00	0,00	476	53,24
					400	400	281,22	118,78	371,68	4962,37	371,68	4304,83	0,00	0,00	470	54,82
					500	400	338,95	161,05	455,20	6077,47	455,20	5272,17	0,00	0,00	467	56,15
	0	0	NE	4,0	200	400	156,23	43,77	210,29	2807,66	210,29	2435,63	0,00	0,00	482	51,79
					300	400	222,50	77,50	314,84	4203,49	314,84	3646,50	0,00	0,00	476	53,96
					400	200	288,63	111,37	396,56	5294,58	396,56	4593,02	0,00	0,00	463	64,08
					400	300	286,38	113,62	404,31	5398,10	404,31	4682,82	0,00	0,00	467	58,52
					400	400	285,22	114,78	408,30	5451,38	408,30	4729,05	0,00	0,00	470	55,71
					400	500	284,52	115,48	410,74	5483,90	410,74	4757,25	0,00	0,00	473	54,02
					400	600	284,04	115,96	412,38	5505,83	412,38	4776,28	0,00	0,00	476	52,88
					500	400	344,64	155,36	498,32	6653,16	498,32	5771,59	0,00	0,00	467	57,21
	0	0	NE	4,5	200	400	157,27	42,73	230,48	3077,16	230,48	2669,42	0,00	0,00	485	52,28
					300	400	224,48	75,52	344,01	4592,99	344,01	3984,39	0,00	0,00	479	54,67
					400	400	288,46	111,54	444,41	5933,46	444,41	5147,25	0,00	0,00	473	56,59
					500	400	349,35	150,65	540,42	7215,32	540,42	6259,25	0,00	0,00	467	58,24

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	0	0	NE	5,0	200	400	158,12	41,88	250,51	3344,60	250,51	2901,42	0,00	0,00	488	52,77
					300	400	226,13	73,87	372,87	4978,35	372,87	4318,70	0,00	0,00	479	55,38
					400	400	291,13	108,87	480,17	6410,88	480,17	5561,41	0,00	0,00	473	57,46
					500	400	353,30	146,70	581,83	7768,16	581,83	6738,83	0,00	0,00	467	59,26
	0	0	NE	6,0	200	400	159,42	40,58	290,37	3876,85	290,37	3363,14	0,00	0,00	488	53,76
					300	400	228,73	71,27	429,81	5738,46	429,81	4978,09	0,00	0,00	482	56,78
					400	400	295,30	104,70	550,75	7353,29	550,75	6378,94	0,00	0,00	476	59,20
					500	400	359,48	140,52	663,31	8856,09	663,31	7682,61	0,00	0,00	470	61,25
	0	0	NE	7,0	200	400	160,36	39,64	330,13	4407,68	330,13	3823,64	0,00	0,00	492	54,76
					300	400	230,65	69,35	486,30	6492,74	486,30	5632,42	0,00	0,00	485	58,18
					400	400	298,44	101,56	620,28	8281,61	620,28	7184,25	0,00	0,00	476	60,91
					500	400	364,07	135,93	743,79	9930,56	743,79	8614,71	0,00	0,00	470	63,20
	0	0	NE	8,0	200	400	161,30	38,70	367,68	4908,99	367,68	4258,52	0,00	0,00	498	55,72
					300	400	232,08	67,92	542,84	7247,61	542,84	6287,27	0,00	0,00	485	59,59
					400	400	300,82	99,18	689,68	9208,13	689,68	7988,01	0,00	0,00	479	62,62
					500	400	367,55	132,45	823,98	11001,2	823,98	9543,49	0,00	0,00	473	65,16

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
				3,5			284,43	115,57	362,47	4839,52	326,68	4590,41	35,80	1959,92	393	55,20
	1	**100**	NE	4,0	400	400	288,54	111,46	397,46	5306,63	358,30	5034,78	39,16	2144,06	393	56,13
				4,5			291,89	108,11	431,88	5766,11	389,50	5473,14	42,38	2320,26	393	57,04
				3,5			288,44	111,56	350,70	4682,28	279,55	4992,63	71,15	1982,62	299	55,79
	1	**200**	NE	4,0	400	400	292,70	107,30	383,54	5120,81	305,81	5461,68	77,74	2166,04	299	56,77
				4,5			296,16	103,84	415,76	5550,95	331,72	5924,42	84,04	2341,80	299	57,74
				3,5			291,93	108,07	339,23	4529,13	228,48	5597,52	110,75	2069,60	207	56,69
	1	**300**	NE	4,0	400	400	296,32	103,68	370,12	4941,54	249,11	6102,88	121,01	2261,36	207	57,75
				4,5			299,96	100,04	400,15	5342,52	269,39	6599,90	130,76	2443,48	207	58,80
				3,5			295,37	104,63	330,35	4410,62	174,35	6798,90	156,00	2192,97	124	58,50
	1	**400**	NE	4,0	400	400	299,96	100,04	359,15	4795,08	188,81	7362,59	170,34	2394,56	124	59,72
				4,5			303,78	96,22	386,95	5166,29	203,04	7917,81	183,91	2585,25	124	60,90
				3,5			298,90	101,10	319,99	4272,35	106,74	10194,52	213,26	2402,61	62	66,42
	1	**500**	NE	4,0	400	400	303,71	96,29	346,53	4626,62	114,09	10896,40	232,44	2618,76	59	68,00
				4,5			307,74	92,26	371,93	4965,72	121,37	11592,57	250,55	2822,79	59	69,56
				3,5			305,80	94,20	297,12	3966,95	0,00	0,00	297,12	2962,84	451	119,57
	1	**569**	NE	4,0	400	400	310,78	89,22	319,99	4272,35	0,00	0,00	319,99	3190,94	454	125,26
				4,5			314,98	85,02	341,57	4560,47	0,00	0,00	341,57	3406,13	454	130,53

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
			NE	3,5	400	400	285,02	114,98	360,76	4816,60	327,63	4603,74	33,13	1737,21	389	55,22
	2	100	NE	4,0	400	400	289,14	110,86	395,48	5280,16	359,29	5048,67	36,19	1897,47	389	56,14
			NE	4,5	400	400	292,50	107,50	429,63	5736,15	390,52	5487,52	39,11	2050,71	389	57,06
			NE	3,5	400	400	290,42	109,58	344,87	4604,51	280,83	5015,50	64,05	1715,98	295	55,82
	2	200	NE	4,0	400	400	294,68	105,32	376,90	5032,04	307,13	5485,34	69,76	1869,09	295	56,80
			NE	4,5	400	400	298,15	101,85	408,27	5450,95	333,07	5948,64	75,20	2014,70	295	57,77
			NE	3,5	400	400	295,24	104,76	329,47	4398,89	229,82	5630,30	99,66	1793,12	203	56,74
	2	300	NE	4,0	400	400	299,65	100,35	358,93	4792,23	250,49	6136,70	108,45	1951,29	203	57,81
			NE	4,5	400	400	303,30	96,70	387,55	5174,27	270,81	6634,49	116,74	2100,57	203	58,85
			NE	3,5	400	400	300,01	99,99	316,68	4228,15	175,76	6853,97	140,92	1908,76	124	58,63
	2	400	NE	4,0	400	400	304,62	95,38	343,45	4585,57	190,26	7419,28	153,20	2075,00	124	59,85
			NE	4,5	400	400	308,45	91,55	369,25	4930,01	204,53	7975,70	164,73	2231,16	124	61,04
			NE	3,5	400	400	304,90	95,10	302,32	4036,34	108,27	10341,04	194,05	2107,33	59	67,19
	2	500	NE	4,0	400	400	309,75	90,25	326,19	4355,11	115,66	11046,76	210,53	2286,37	59	68,79
			NE	4,5	400	400	313,78	86,22	349,04	4660,21	122,98	11745,98	226,07	2455,04	59	70,37
			NE	3,5	400	400	314,44	85,56	270,73	3614,61	0,00	0,00	270,73	2606,76	451	144,22
	2	569	NE	4,0	400	400	319,38	80,62	290,03	3872,31	0,00	0,00	290,03	2792,60	451	150,69
			NE	4,5	400	400	323,54	76,46	308,11	4113,68	0,00	0,00	308,11	2966,66	454	156,61

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
					200	400	138,43	61,57	76,93	1027,17	70,17	986,07	6,76	338,55	382	48,66
	3,1	100	NE	1,0	300	400	188,47	111,53	119,75	1598,82	109,57	1539,64	10,18	509,87	382	49,40
					400	400	231,69	168,31	161,43	2155,35	148,35	2084,52	13,09	655,45	382	49,95
					500	400	268,68	231,32	204,84	2734,83	189,24	2659,18	15,59	780,96	382	50,38
					200	400	149,80	50,20	122,73	1638,66	111,85	1571,62	10,89	545,33	386	49,88
	3,1	100	NE	2,0	300	400	209,82	90,18	187,74	2506,52	171,20	2405,62	16,54	828,31	386	51,20
					400	400	264,88	135,12	248,51	3317,87	226,91	3188,46	21,60	1081,61	386	52,25
					500	400	315,49	184,51	309,27	4129,11	282,91	3975,38	26,36	1319,94	386	53,14
					200	400	155,03	44,97	163,53	2180,98	149,09	2095,01	14,26	714,21	386	50,98
	3,1	100	NE	3,0	300	400	219,71	80,29	247,29	3301,69	225,62	3170,33	21,67	1085,52	386	52,80
					400	400	280,24	119,76	324,18	4328,25	295,82	4156,74	28,36	1420,56	386	54,27
					500	400	337,18	162,82	399,18	5329,61	364,44	5120,96	34,75	1740,19	386	55,51
					200	400	156,72	43,28	182,85	2441,28	167,06	2347,42	15,79	790,99	386	51,51
	3,1	100	NE	3,5	300	400	222,97	77,03	275,56	3679,03	251,56	3534,91	23,99	1201,55	386	53,56
					400	400	285,40	114,60	359,66	4801,93	328,26	4612,61	31,40	1572,64	386	55,23
					500	400	344,41	155,59	441,29	5891,76	402,81	5660,17	38,48	1927,05	386	56,64
					200	400	158,06	41,94	202,02	2697,18	184,75	2596,10	17,26	864,58	386	52,03
	3,1	100	NE	4,0	300	400	225,54	74,46	303,32	4049,69	277,12	3894,04	26,20	1311,95	386	54,31
					400	400	289,53	110,47	394,21	5263,23	359,95	5057,94	34,26	1715,81	386	56,15
					500	400	350,27	149,73	482,01	6435,52	439,99	6182,65	42,02	2104,55	386	57,74
					200	400	159,16	40,84	220,91	2949,44	202,23	2841,71	18,68	935,46	389	52,55
	3,1	100	NE	4,5	300	400	227,62	72,38	330,68	4415,05	302,37	4248,82	28,31	1418,00	389	55,05
					400	400	292,88	107,12	428,20	5716,99	391,21	5497,13	36,99	1852,59	389	57,07
					500	400	355,14	144,86	521,67	6964,98	476,28	6692,63	45,39	2273,00	386	58,81

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	3,1	100	NE	5,0	200	400	160,07	39,93	239,57	3198,60	219,53	3084,72	20,05	1003,98	389	53,07
					300	400	229,37	70,63	357,68	4775,45	327,32	4599,37	30,36	1520,47	389	55,79
					400	400	295,66	104,34	461,79	6165,50	422,15	5931,91	39,64	1985,34	389	57,98
					500	400	359,22	140,78	560,58	7484,44	511,98	7194,16	48,60	2434,00	389	59,86
	3,1	100	NE	6,0	200	400	161,50	38,50	276,50	3691,67	253,84	3566,83	22,67	1135,19	389	54,10
					300	400	232,15	67,85	410,70	5483,42	376,43	5289,50	34,27	1716,44	389	57,26
					400	400	300,06	99,94	527,75	7046,11	483,04	6787,52	44,71	2239,11	389	59,79
					500	400	365,65	134,35	636,95	8504,15	582,28	8182,01	54,68	2738,26	389	61,93
	3,1	100	NE	7,0	200	400	162,57	37,43	313,07	4179,85	287,92	4045,76	25,15	1259,46	393	55,15
					300	400	234,23	65,77	463,04	6182,22	425,04	5972,50	38,01	1903,41	393	58,72
					400	400	303,41	96,59	592,46	7910,11	542,96	7629,56	49,50	2478,95	389	61,57
					500	400	370,45	129,55	712,18	9508,53	651,74	9158,09	60,44	3026,90	389	63,95
	3,1	100	NE	8,0	200	400	163,61	36,39	347,38	4638,04	319,96	4495,95	27,43	1373,64	393	56,16
					300	400	235,84	64,16	515,10	6877,23	473,52	6653,74	41,58	2082,41	393	60,20
					400	400	305,98	94,02	656,77	8768,79	602,70	8468,95	54,08	2708,25	393	63,35
					500	400	374,12	125,88	786,91	10506,3	720,94	10130,49	65,97	3303,91	393	66,01

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
					200	400	140,72	59,28	74,19	990,49	61,07	1090,66	13,12	337,16	287	48,80
	3,1	200	NE	1,0	300	400	192,18	107,82	116,07	1549,63	96,37	1721,13	19,70	506,19	287	49,59
					400	400	236,70	163,30	157,18	2098,52	132,01	2357,59	25,17	646,90	287	50,21
					500	400	274,87	225,13	200,24	2673,52	170,45	3044,15	29,80	765,78	291	50,74
					200	400	152,47	47,53	116,43	1554,46	95,82	1711,35	20,61	529,58	287	50,10
	3,1	200	NE	2,0	300	400	214,14	85,86	179,22	2392,76	147,77	2639,15	31,45	808,14	287	51,54
					400	400	270,78	129,22	238,53	3184,69	197,50	3527,30	41,03	1054,47	287	52,69
					500	400	322,88	177,12	298,31	3982,83	248,40	4436,33	49,91	1282,72	287	53,65
					200	400	157,91	42,09	153,20	2045,43	126,77	2264,04	26,43	679,32	291	51,25
	3,1	200	NE	3,0	300	400	224,35	75,65	233,64	3119,38	193,04	3447,58	40,60	1043,49	291	53,23
					400	400	286,56	113,44	308,20	4114,86	254,83	4551,17	53,37	1371,63	291	54,84
					500	400	345,07	154,93	381,65	5095,55	316,28	5648,65	65,37	1680,10	291	56,21
					200	400	159,69	40,31	170,68	2278,86	141,68	2530,39	29,00	745,39	291	51,80
	3,1	200	NE	3,5	300	400	227,74	72,26	259,22	3460,89	214,58	3832,39	44,64	1147,12	291	54,02
					400	400	291,87	108,13	340,59	4547,27	281,77	5032,37	58,82	1511,54	291	55,84
					500	400	352,48	147,52	420,39	5612,69	348,16	6217,98	72,23	1856,29	291	57,41
					200	400	161,10	38,90	187,79	2507,26	156,36	2792,63	31,43	807,67	291	52,35
	3,1	200	NE	4,0	300	400	230,42	69,58	284,21	3794,59	235,80	4211,37	48,41	1244,10	291	54,81
					400	400	296,13	103,87	372,02	4966,90	308,11	5502,70	63,91	1642,50	291	56,82
					500	400	358,51	141,49	457,63	6110,00	378,98	6768,54	78,65	2021,30	291	58,56
					200	400	162,26	37,74	204,56	2731,13	170,83	3051,02	33,73	866,77	291	52,90
	3,1	200	NE	4,5	300	400	232,61	67,39	308,73	4121,96	256,74	4585,38	51,99	1336,08	291	55,60
					400	400	299,60	100,40	402,80	5377,96	334,07	5966,36	68,74	1766,53	291	57,79
					500	400	363,53	136,47	493,76	6592,33	409,06	7305,73	84,70	2176,74	295	59,70

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	3,1	200	NE	5,0	200	400	163,24	36,76	221,02	2950,94	185,11	3305,97	35,92	923,03	291	53,44
					300	400	234,46	65,54	332,82	4443,60	277,40	4954,28	55,42	1424,34	291	56,37
					400	400	302,50	97,50	433,04	5781,61	359,70	6424,12	73,34	1884,80	295	58,75
					500	400	367,74	132,26	529,09	7064,07	438,65	7834,23	90,44	2324,28	295	60,81
	3,1	200	NE	6,0	200	400	164,80	35,20	253,39	3383,05	213,37	3810,73	40,02	1028,45	287	54,53
					300	400	237,42	62,58	379,86	5071,69	317,96	5678,70	61,90	1590,93	295	57,91
					400	400	307,13	92,87	492,12	6570,39	410,08	7324,02	82,03	2108,18	295	60,65
					500	400	374,39	125,61	598,22	7987,06	496,95	8875,44	101,27	2602,66	295	62,97
	3,1	200	NE	7,0	200	400	165,98	34,02	285,13	3806,83	241,32	4309,92	43,81	1125,86	295	55,63
					300	400	239,67	60,33	425,95	5687,05	358,02	6394,09	67,94	1746,01	295	59,45
					400	400	310,67	89,33	549,80	7340,50	459,64	8209,03	90,16	2317,05	295	62,51
					500	400	379,38	120,62	666,02	8892,25	554,63	9905,51	111,40	2862,81	295	65,11
	3,1	200	NE	8,0	200	400	167,11	32,89	314,70	4201,69	267,43	4776,27	47,27	1214,85	299	56,69
					300	400	241,43	58,57	471,46	6294,66	397,86	7105,72	73,60	1891,57	295	60,99
					400	400	313,43	86,57	606,81	8101,76	508,98	9090,27	97,83	2514,31	295	64,37
					500	400	383,28	116,72	732,85	9784,46	611,85	10927,50	121,00	3109,59	295	67,27

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
					200	400	142,86	57,14	71,42	953,52	50,86	1245,97	20,56	355,38	194	48,99
	3,1	300	NE	1,0	300	400	195,49	104,51	112,26	1498,79	81,44	1995,24	30,82	532,65	198	49,90
					400	400	241,01	158,99	152,51	2036,18	113,20	2773,41	39,30	679,34	203	50,70
					500	400	279,99	220,01	194,68	2599,27	148,10	3628,32	46,58	805,17	207	51,43
					200	400	155,00	45,00	110,18	1471,03	78,19	1915,60	31,99	552,91	198	50,42
	3,1	300	NE	2,0	300	400	218,12	81,88	170,80	2280,36	121,81	2984,25	48,99	846,71	198	52,02
					400	400	276,00	124,00	228,62	3052,43	164,62	4033,13	64,00	1106,23	198	53,32
					500	400	329,21	170,79	287,07	3832,72	209,38	5129,52	77,69	1342,86	198	54,43
					200	400	160,67	39,33	143,16	1911,31	102,49	2510,98	40,66	702,85	198	51,66
	3,1	300	NE	3,0	300	400	228,68	71,32	220,27	2940,83	157,36	3855,22	62,90	1087,27	198	53,86
					400	400	292,26	107,74	292,63	3906,93	209,61	5135,27	83,02	1434,89	198	55,67
					500	400	351,95	148,05	364,44	4865,77	262,68	6435,48	101,76	1758,88	198	57,23
					200	400	162,53	37,47	158,65	2118,15	114,21	2798,06	44,44	768,07	198	52,25
	3,1	300	NE	3,5	300	400	232,20	67,80	243,23	3247,42	174,29	4269,91	68,94	1191,61	203	54,72
					400	400	297,73	102,27	322,12	4300,79	230,79	5654,15	91,34	1578,69	203	56,77
					500	400	359,58	140,42	400,01	5340,61	287,68	7047,96	112,32	1941,48	203	58,55
	3,1	**300**	NE	3,53	444,92	400	325,26	119,66	363,57	4854,13	261,26	6400,52	102,31	1768,47	203	52,39
					200	400	164,02	35,98	173,70	2319,06	125,73	3080,22	47,97	829,11	203	52,83
	3,1	300	NE	4,0	300	400	235,01	64,99	265,54	3545,25	190,95	4678,17	74,58	1289,15	203	55,57
					400	200	304,66	95,34	341,71	4562,22	239,73	5873,27	101,97	1762,54	207	68,30
					400	300	303,00	97,00	347,53	4639,96	247,34	6059,62	100,19	1731,72	203	61,37
					400	400	302,13	97,87	350,58	4680,70	251,49	6161,17	99,09	1712,81	203	57,84
					400	500	301,59	98,41	352,47	4705,90	254,13	6225,97	98,34	1699,72	203	55,71
					400	600	301,22	98,78	353,76	4723,11	255,98	6271,36	97,77	1689,97	203	54,29
					500	400	365,81	134,19	434,01	5794,56	311,84	7639,89	122,16	2111,55	203	59,81

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
					200	400	165,26	34,74	188,31	2514,21	137,01	3356,73	51,30	886,66	203	53,42
	3,1	300	NE	4,5	300	400	237,32	62,69	287,28	3835,56	207,36	5080,19	79,92	1381,35	203	56,41
					400	400	305,76	94,24	378,22	5049,75	271,82	6659,41	106,40	1839,07	203	58,88
					500	400	370,99	129,01	466,87	6233,35	335,40	8217,06	131,47	2272,41	203	61,03
					200	400	166,32	33,68	202,57	2704,55	148,12	3628,86	54,45	941,08	203	54,00
	3,1	300	NE	5,0	300	400	239,27	60,73	308,50	4118,83	223,51	5475,71	84,99	1469,03	203	57,23
					400	400	308,81	91,19	405,22	5410,28	291,89	7150,98	113,34	1959,00	203	59,91
					500	400	375,34	124,66	498,88	6660,76	358,59	8785,08	140,30	2424,98	203	62,21
					200	400	168,01	31,99	230,32	3075,14	170,04	4165,86	60,28	1041,98	203	55,16
	3,1	300	NE	6,0	300	400	242,43	57,57	349,60	4667,66	255,11	6249,87	94,50	1633,36	203	58,87
					400	400	313,69	86,31	457,65	6110,29	331,30	8116,57	126,35	2183,99	203	61,91
					500	400	382,26	117,74	561,10	7491,47	404,35	9906,16	156,76	2709,48	203	64,53
					200	400	169,33	30,67	257,18	3433,66	191,57	4693,27	65,61	1134,02	207	56,34
	3,1	300	NE	7,0	300	400	244,86	55,14	389,49	5200,16	286,21	7011,95	103,27	1785,06	207	60,51
					400	400	317,45	82,55	508,46	6788,64	369,99	9064,43	138,47	2393,45	203	63,89
					500	400	387,52	112,48	621,66	8299,98	449,56	11013,77	172,10	2974,73	207	66,84
					200	400	170,54	29,46	281,96	3764,50	211,49	5181,36	70,47	1217,97	207	57,46
	3,1	300	NE	8,0	300	400	246,81	53,19	428,45	5720,42	317,04	7767,14	111,42	1925,79	207	62,15
					400	400	320,42	79,58	558,32	7454,27	408,47	10007,25	149,84	2589,99	207	65,87
					500	400	391,68	108,32	680,82	9089,79	494,22	12107,95	186,60	3225,25	207	69,15

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	3,1	400	NE	1,0	200	400	144,99	55,01	69,14	923,08	40,05	1561,80	29,09	378,75	120	49,46
					300	400	198,77	101,23	109,63	1463,76	65,88	2569,19	43,75	569,68	124	50,77
					400	400	245,29	154,71	150,08	2003,74	93,86	3660,16	56,22	732,01	128	52,00
					500	400	285,18	214,82	192,87	2575,04	125,54	4895,69	67,32	876,62	128	53,20
	3,1	400	NE	2,0	200	400	157,59	42,41	104,30	1392,56	59,30	2312,46	45,00	585,96	116	51,08
					300	400	222,16	77,84	163,48	2182,63	94,28	3676,56	69,20	901,00	120	53,04
					400	400	281,27	118,73	221,00	2950,68	130,33	5082,23	90,68	1180,68	120	54,78
					500	400	335,57	164,43	279,85	3736,43	169,66	6615,90	110,20	1434,89	124	56,42
	3,1	400	NE	3,0	200	400	163,50	36,50	133,34	1780,20	76,50	2983,17	56,84	740,06	116	52,50
					300	400	233,11	66,89	207,80	2774,39	119,33	4653,31	88,47	1151,98	120	55,18
					400	400	298,05	101,95	279,24	3728,21	161,92	6314,31	117,32	1527,57	120	57,43
					500	400	358,96	141,04	351,13	4688,01	207,02	8072,88	144,11	1876,43	124	59,48
	3,1	400	NE	3,5	200	400	165,46	34,54	146,74	1959,23	84,81	3307,38	61,93	806,40	116	53,17
					300	400	236,77	63,23	228,08	3045,22	131,28	5119,21	96,81	1260,54	120	56,17
					400	400	303,70	96,30	305,75	4082,12	176,82	6895,41	128,92	1678,70	120	58,71
					500	400	366,86	133,14	383,42	5119,21	224,50	8754,68	158,92	2069,31	120	60,97
	3,1	400	NE	4,0	200	400	167,04	32,96	159,60	2130,86	92,92	3623,52	66,68	868,22	120	53,83
					300	400	239,72	60,28	247,56	3305,23	143,04	5578,01	104,52	1360,92	120	57,13
					400	400	308,29	91,71	331,02	4419,60	191,35	7461,75	139,68	1818,73	120	59,94
					500	400	373,27	126,73	414,18	5529,87	241,41	9413,97	172,77	2249,66	120	62,40
	3,1	400	NE	4,5	200	400	168,37	31,63	171,95	2295,78	100,81	3931,26	71,14	926,30	120	54,49
					300	400	242,17	57,83	266,36	3556,19	154,61	6028,95	111,75	1455,10	120	58,07
					400	400	312,10	87,90	355,39	4744,86	205,64	8018,96	149,75	1949,88	120	61,13
					500	400	378,63	121,37	443,65	5923,36	257,93	10058,18	185,72	2418,31	120	63,78

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	3,1	400	NE	5,0	200	400	169,51	30,49	183,88	2455,06	108,54	4232,57	75,34	981,04	120	55,14
					300	400	244,24	55,76	284,58	3799,52	165,95	6471,19	118,63	1544,74	120	59,00
					400	400	315,31	84,69	379,03	5060,55	219,76	8569,77	159,27	2073,84	120	62,28
					500	400	383,16	116,84	472,17	6304,12	274,26	10694,83	197,92	2577,07	124	65,14
	3,1	400	NE	6,0	200	400	171,35	28,65	206,76	2760,47	123,66	4822,22	83,10	1082,00	120	56,44
					300	400	247,62	52,38	319,49	4265,64	188,01	7331,69	131,48	1712,01	120	60,83
					400	400	320,46	79,54	424,56	5668,46	247,50	9651,30	177,07	2305,58	120	64,52
					500	400	390,38	109,62	527,22	7039,14	306,55	11954,02	220,68	2873,45	124	67,83
	3,1	400	NE	7,0	200	400	172,81	27,19	228,44	3049,93	138,31	5393,51	90,13	1173,54	120	57,73
					300	400	250,25	49,75	352,84	4710,82	209,56	8172,08	143,27	1865,55	124	62,65
					400	400	324,46	75,54	468,22	6251,31	274,66	10710,44	193,56	2520,35	124	66,74
					500	400	395,94	104,06	580,14	7745,60	338,28	13191,62	241,85	3149,18	124	70,44
	3,1	400	NE	8,0	200	400	174,11	25,89	248,20	3313,83	151,67	5914,33	96,54	1257,00	124	58,95
					300	400	252,39	47,61	384,92	5139,24	230,72	8997,21	154,20	2007,86	124	64,47
					400	400	327,65	72,35	510,52	6816,06	301,50	11757,13	209,02	2721,63	124	68,99
					500	400	400,40	99,60	631,18	8427,12	369,43	14406,28	261,75	3408,27	124	73,02

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	3,1	500	NE	1,0	200	400	147,09	52,91	66,67	890,14	26,09	2492,33	40,58	423,80	55	51,92
					300	400	202,02	97,98	106,49	1421,72	44,21	4222,20	62,28	650,49	59	55,02
					400	400	249,58	150,42	146,56	1956,73	64,62	6171,85	81,94	855,82	62	58,23
					500	400	290,56	209,44	189,07	2524,39	88,54	8456,17	100,54	1050,09	62	61,65
	3,1	500	NE	2,0	200	400	160,22	39,78	98,05	1309,08	36,29	3465,98	61,76	645,07	52	54,12
					300	400	226,19	73,81	155,58	2077,24	59,76	5707,43	95,83	1000,88	55	58,31
					400	400	286,46	113,54	212,36	2835,31	85,24	8141,68	127,12	1327,71	59	62,52
					500	400	341,77	158,23	270,91	3617,06	114,12	10899,53	156,80	1637,69	62	66,93
	3,1	500	NE	3,0	200	400	166,44	33,56	122,87	1640,48	45,27	4323,98	77,60	810,49	52	56,07
					300	400	237,62	62,38	194,47	2596,48	72,69	6942,77	121,78	1271,99	55	61,13
					400	400	303,85	96,15	264,66	3533,61	101,82	9725,03	162,84	1700,84	55	66,09
					500	400	365,89	134,11	335,96	4485,54	134,22	12819,36	201,74	2107,15	59	71,16
	3,1	500	NE	3,5	200	400	168,52	31,48	134,01	1789,16	49,63	4740,50	84,37	881,26	52	57,00
					300	400	241,49	58,51	211,82	2828,03	78,85	7531,28	132,96	1388,77	52	62,47
					400	400	309,77	90,23	287,91	3844,02	109,44	10452,51	178,48	1864,13	55	67,73
					500	400	374,06	125,94	364,97	4872,87	143,30	13686,71	221,67	2315,31	59	73,11
	3,1	500	NE	4,0	200	400	170,22	29,78	144,50	1929,26	53,84	5142,29	90,66	946,91	52	57,90
					300	400	244,62	55,38	228,26	3047,55	84,95	8113,96	143,31	1496,78	52	63,78
					400	400	314,59	85,41	309,83	4136,66	116,85	11160,93	192,98	2015,59	55	69,32
					500	400	380,74	119,26	392,25	5237,07	151,98	14515,83	240,27	2509,55	59	74,98
	3,1	500	NE	4,5	200	400	171,65	28,35	154,41	2061,60	57,86	5526,30	96,55	1008,45	52	58,76
					300	400	247,20	52,80	244,00	3257,73	90,96	8687,63	153,04	1598,47	52	65,05
					400	400	318,59	81,41	330,74	4415,82	124,20	11862,12	206,54	2157,29	55	70,89
					500	400	386,34	113,66	418,12	5582,45	160,40	15320,25	257,72	2691,77	59	76,81

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
					200	400	172,88	27,12	163,82	2187,28	61,73	5896,13	102,09	1066,32	52	59,60
	3,1	500	NE	5,0	300	400	249,42	50,58	259,04	3458,49	96,82	9247,39	162,22	1694,31	52	66,28
					400	400	321,98	78,02	350,87	4684,61	131,51	12560,45	219,36	2291,20	55	72,45
					500	400	391,07	108,93	443,04	5915,12	168,70	16113,17	274,33	2865,31	59	78,62
					200	400	174,90	25,10	181,38	2421,71	69,10	6599,92	112,28	1172,76	52	61,23
	3,1	500	NE	6,0	300	400	253,05	46,95	287,26	3835,30	108,04	10318,64	179,22	1871,94	55	68,64
					400	400	327,44	72,56	389,14	5195,52	145,88	13933,24	243,26	2540,75	55	75,47
					500	400	398,68	101,32	490,41	6547,63	185,09	17678,45	305,32	3188,95	59	82,15
					200	400	176,53	23,47	197,47	2636,48	76,00	7258,42	121,47	1268,76	52	62,78
	3,1	500	NE	7,0	300	400	255,92	44,08	313,55	4186,34	118,68	11335,72	194,87	2035,33	55	70,91
					400	400	331,73	68,27	425,06	5675,13	159,70	15253,50	265,36	2771,58	55	78,36
					500	400	404,63	95,37	535,00	7142,93	201,21	19217,35	333,79	3486,36	59	85,52
					200	400	177,92	22,08	211,95	2829,84	82,14	7845,19	129,81	1355,86	52	64,17
	3,1	500	NE	8,0	300	400	258,29	41,71	338,19	4515,23	128,85	12306,54	209,34	2186,46	55	73,12
					400	400	335,25	64,75	458,99	6128,16	172,99	16522,77	286,00	2987,18	55	81,17
					500	400	409,47	90,53	577,29	7707,58	216,89	20715,43	360,40	3764,26	59	88,75

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
					200	400	152,36	47,64	59,57	795,28	0,00	0,00	59,57	552,60	473	81,10
	3,1	569	NE	1,0	300	400	210,88	89,12	96,15	1283,71	0,00	0,00	96,15	892,00	457	97,01
					400	400	262,18	137,82	133,34	1780,20	0,00	0,00	133,34	1236,99	448	109,89
					500	400	307,11	192,89	172,87	2308,05	0,00	0,00	172,87	1603,77	441	120,61
					200	400	165,70	34,30	83,96	1121,02	0,00	0,00	83,96	778,95	476	96,13
	3,1	569	NE	2,0	300	400	234,98	65,02	136,16	1817,90	0,00	0,00	163,16	1263,18	460	119,21
					400	400	298,53	101,47	188,63	2518,42	0,00	0,00	188,63	1749,95	448	138,24
					500	400	357,24	142,76	243,00	3244,35	0,00	0,00	234,00	2254,37	435	154,37
					200	400	172,12	27,88	101,35	1353,14	0,00	0,00	101,35	940,24	479	106,31
	3,1	569	NE	3,0	300	400	246,49	53,51	165,77	2213,28	0,00	0,00	165,77	1537,92	463	134,30
					400	400	315,79	84,21	230,45	3076,80	0,00	0,00	230,45	2137,95	448	157,36
					500	400	380,84	119,16	296,87	3963,60	0,00	0,00	296,87	2754,15	438	176,87
					200	400	174,31	25,69	108,59	1449,85	0,00	0,00	108,59	1007,44	482	110,43
	3,1	569	NE	3,5	300	400	250,44	49,56	178,29	2380,41	0,00	0,00	178,29	1654,05	467	140,40
					400	400	321,69	78,31	248,43	3316,85	0,00	0,00	248,43	2304,75	451	165,12
					500	400	388,88	111,12	320,28	4276,13	0,00	0,00	320,28	2971,31	438	185,97
					200	400	176,09	23,91	115,18	1537,81	0,00	0,00	115,18	1068,56	485	114,13
	3,1	569	NE	4,0	300	400	253,67	46,33	189,75	2533,35	0,00	0,00	189,75	1760,33	467	145,86
					400	400	326,54	73,46	264,95	3537,46	0,00	0,00	264,95	2458,04	451	172,04
					500	400	395,47	104,53	341,96	4565,63	0,00	0,00	341,96	3172,47	438	194,06
					200	400	177,58	22,42	121,22	1618,45	0,00	0,00	121,22	1124,60	485	117,49
	3,1	569	NE	4,5	300	400	256,37	43,63	200,34	2674,84	0,00	0,00	200,34	1858,64	467	150,80
					400	400	330,62	69,38	280,29	3742,25	0,00	0,00	280,29	2600,34	451	178,28
					500	400	401,00	99,00	362,23	4836,27	0,00	0,00	362,23	3360,53	441	201,40

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
	3,1	569	NE	5,0	200	400	178,86	21,14	126,78	1692,68	0,00	0,00	126,78	1176,17	488	120,55
					300	400	258,68	41,32	210,25	2807,07	0,00	0,00	210,25	1950,52	470	155,32
					400	400	334,10	65,90	294,67	3934,24	0,00	0,00	294,67	2733,74	454	183,98
					500	400	405,75	94,25	381,28	5090,64	0,00	0,00	381,28	3537,28	441	208,11
	3,1	569	NE	6,0	200	400	180,94	19,06	136,68	1824,84	0,00	0,00	136,68	1268,01	492	125,94
					300	400	262,42	37,58	228,38	3049,13	0,00	0,00	228,38	2118,72	473	163,42
					400	400	339,76	60,24	321,21	4288,58	0,00	0,00	321,21	2979,96	457	194,14
					500	400	413,52	86,48	416,40	5559,54	0,00	0,00	416,40	3863,10	445	220,02
	3,1	569	NE	7,0	200	400	182,59	17,41	145,30	1940,00	0,00	0,00	145,30	1348,03	495	130,57
					300	400	265,39	34,61	244,57	3265,35	0,00	0,00	244,57	2268,96	473	170,49
					400	400	344,21	55,79	345,37	4611,11	0,00	0,00	345,37	3204,07	457	203,03
					500	400	419,63	80,37	448,55	5988,76	0,00	0,00	448,55	4161,34	445	230,42
	3,1	569	NE	8,0	200	400	183,93	16,07	153,00	2042,77	0,00	0,00	153,00	1419,44	498	134,62
					300	400	267,81	32,19	259,15	3459,95	0,00	0,00	259,15	2404,18	476	176,70
					400	400	347,84	52,16	367,55	4907,23	0,00	0,00	367,55	3409,83	460	210,94
					500	400	424,58	75,42	478,47	6388,24	0,00	0,00	478,47	4438,93	448	239,75

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
			NE	3,5	400	400	281,22	118,78	371,68	4962,37	371,68	4304,83	0,00	0,00	470	54,82
	0	0	NE	4,0	400	400	285,22	114,78	408,30	5451,38	408,30	4729,05	0,00	0,00	470	55,71
			NE	4,5	400	400	288,46	111,54	444,41	5933,46	444,41	5147,25	0,00	0,00	473	56,59
			NE	3,5	400	400	285,40	114,60	359,65	4801,85	328,14	4610,90	31,52	1522,13	386	55,23
	4	100	NE	4,0	400	400	289,53	110,47	394,21	5263,22	359,82	5056,03	34,39	1661,12	386	56,15
			NE	4,5	400	400	292,88	107,12	428,20	5717,08	391,06	5495,04	37,15	1794,00	386	57,07
			NE	3,5	400	400	291,86	108,14	340,61	4547,60	281,63	5029,85	58,98	1466,65	291	55,84
	4	200	NE	4,0	400	400	296,11	103,89	372,08	4967,69	307,95	5499,87	64,13	1594,64	291	56,82
			NE	4,5	400	400	299,57	100,43	402,90	5379,27	333,89	5963,24	69,01	1716,04	291	57,79
			NE	3,5	400	400	298,61	101,39	319,51	4265,90	230,99	5659,05	88,52	1482,17	203	56,78
	4	300	NE	4,0	400	400	302,99	97,01	347,65	4641,63	251,68	6165,91	95,97	1606,96	203	57,85
			NE	4,5	400	400	306,61	93,39	375,00	5006,69	272,01	6663,97	102,99	1724,39	203	58,89
			NE	3,5	400	400	303,61	96,39	306,03	4085,96	176,65	6888,56	129,39	1632,97	120	58,70
	4	400	NE	4,0	400	400	308,17	91,83	331,44	4425,20	191,15	7454,09	140,29	1770,60	120	59,92
			NE	4,5	400	400	311,95	88,05	355,95	4752,36	205,42	8010,56	150,53	1899,76	120	61,11
			NE	3,5	400	400	309,60	90,40	288,42	3850,77	109,20	10429,97	179,22	1814,99	55	67,63
	4	500	NE	4,0	400	400	314,38	85,62	310,54	4146,06	116,59	11136,11	193,94	1964,10	55	69,21
			NE	4,5	400	400	318,35	81,65	331,66	4428,10	123,91	11835,17	207,75	2103,91	55	70,78
			NE	3,5	400	400	321,21	78,79	249,95	3337,21	0,00	0,00	249,95	2251,68	448	164,00
	4	569	NE	4,0	400	400	326,00	74,00	266,86	3562,91	0,00	0,00	266,86	2403,97	451	170,72
			NE	4,5	400	400	330,04	69,96	282,59	3773,00	0,00	0,00	282,59	2545,71	451	176,79

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
			NE	3,5	400	400	281,22	118,78	371,68	4962,37	371,68	4304,83	0,00	0,00	470	54,82
	0	0	NE	4,0	400	400	285,22	114,78	408,30	5451,38	408,30	4729,05	0,00	0,00	470	55,71
			NE	4,5	400	400	288,46	111,54	444,41	5933,46	444,41	5147,25	0,00	0,00	473	56,59
			NE	3,5	400	400	285,48	114,52	359,41	4798,61	328,22	4612,10	31,19	1448,46	386	55,23
	5	100	NE	4,0	400	400	289,61	110,39	393,93	5259,51	359,90	5057,23	34,03	1580,47	386	56,15
			NE	4,5	400	400	292,97	107,03	427,89	5712,90	391,14	5496,24	36,75	1706,65	386	57,07
			NE	3,5	400	400	292,20	107,80	339,60	4534,07	281,79	5032,67	57,81	1387,34	291	55,84
	5	200	NE	4,0	400	400	296,44	103,56	370,94	4952,49	308,10	5502,67	62,83	1507,89	291	56,82
			NE	4,5	400	400	299,90	100,10	401,64	5362,45	334,05	5965,99	67,60	1622,20	291	57,79
			NE	3,5	400	400	298,38	101,62	320,20	4275,06	230,83	5655,19	89,37	1445,87	203	56,77
	5	300	NE	4,0	400	400	302,75	97,25	348,48	4652,66	251,51	6161,72	96,97	1568,94	203	57,84
			NE	4,5	400	400	306,35	93,65	375,97	5019,66	271,82	6659,47	104,14	1684,95	203	58,89
			NE	3,5	400	400	304,48	95,52	303,43	4051,19	176,82	6895,32	126,61	1545,03	120	58,71
	5	400	NE	4,0	400	400	309,03	90,97	328,54	4386,38	191,32	7460,75	137,21	1674,45	120	59,94
			NE	4,5	400	400	312,79	87,21	352,75	4709,61	205,59	8017,07	147,16	1795,80	120	61,12
			NE	3,5	400	400	310,74	89,26	285,01	3805,31	109,38	10446,57	175,64	1720,56	55	67,70
	5	500	NE	4,0	400	400	315,50	84,50	306,73	4095,23	116,76	11152,33	189,96	1860,89	55	69,28
			NE	4,5	400	400	319,45	80,55	327,47	4372,11	124,08	11850,91	203,39	1992,39	55	70,85
			NE	3,5	400	400	322,86	77,14	244,86	3269,21	0,00	0,00	244,86	2136,97	448	168,88
	5	569	NE	4,0	400	400	327,61	72,39	261,22	3487,66	0,00	0,00	261,22	2279,77	451	175,61
			NE	4,5	400	400	331,60	68,40	276,44	3690,78	0,00	0,00	276,44	2412,54	451	181,67

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
			NE	3,5	400	400	281,22	118,78	371,68	4962,37	371,68	4304,83	0,00	0,00	470	54,82
	0	0	NE	4,0	400	400	285,22	114,78	408,30	5451,38	408,30	4729,05	0,00	0,00	470	55,71
			NE	4,5	400	400	288,46	111,54	444,41	5933,46	444,41	5147,25	0,00	0,00	473	56,59
			NE	3,5	400	400	285,54	114,46	359,25	4796,39	328,27	4612,76	30,98	1385,01	386	55,23
	6	100	NE	4,0	400	400	289,67	110,33	393,74	5256,98	359,95	5057,88	33,80	1511,07	386	56,15
			NE	4,5	400	400	293,02	106,98	427,68	5710,06	391,19	5496,87	36,49	1631,57	386	57,07
			NE	3,5	400	400	292,44	107,56	338,89	4524,58	281,89	5034,42	57,00	1321,58	291	55,84
	6	200	NE	4,0	400	400	296,68	103,32	370,14	4941,85	308,20	5504,38	61,94	1436,10	291	56,82
			NE	4,5	400	400	300,14	99,86	400,76	5350,69	334,14	5967,65	66,62	1544,66	291	57,80
			NE	3,5	400	400	298,81	101,19	318,92	4257,97	230,94	5657,76	87,98	1376,91	203	56,77
	6	300	NE	4,0	400	400	303,17	96,83	347,05	4633,61	251,61	6164,22	95,44	1493,71	203	57,84
			NE	4,5	400	400	306,76	93,24	374,40	4998,73	271,92	6661,87	102,48	1603,79	203	58,89
			NE	3,5	400	400	305,10	94,90	301,59	4026,58	176,93	6899,51	124,66	1472,39	120	58,72
	6	400	NE	4,0	400	400	309,63	90,37	326,48	4358,98	191,43	7464,80	135,06	1595,23	120	59,94
			NE	4,5	400	400	313,38	86,62	350,49	4679,51	205,69	8020,97	144,80	1710,34	120	61,13
			NE	3,5	400	400	311,56	88,44	282,60	3773,11	109,48	10456,50	173,12	1642,08	55	67,75
	6	500	NE	4,0	400	400	316,29	83,71	304,04	4059,34	116,86	11161,84	187,18	1775,38	55	69,32
			NE	4,5	400	400	320,23	79,77	324,51	4332,66	124,17	11859,93	200,34	1900,23	55	70,89
			NE	3,5	400	400	324,03	75,97	241,25	3221,01	0,00	0,00	241,25	2041,76	448	172,33
	6	569	NE	4,0	400	400	328,75	71,25	257,24	3434,47	0,00	0,00	257,24	2177,07	448	179,07
			NE	4,5	400	400	332,71	67,29	272,10	3632,84	0,00	0,00	272,10	2302,82	451	185,12

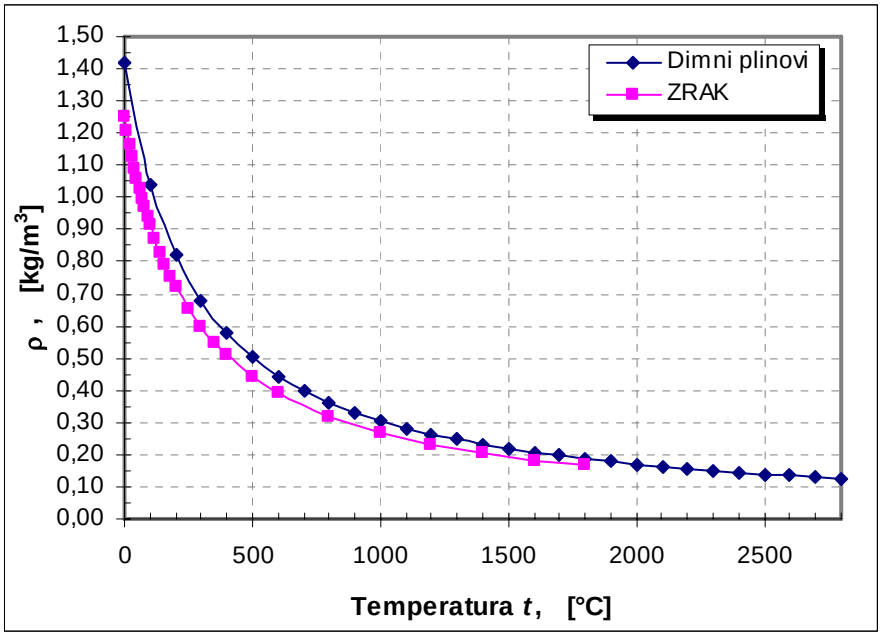
Tablica 2: Rezultati numeričkih simulacija dimovodnih cijevi s turbulatorom poprečnog presjeka u obliku deseterokuta - zračni raspor y = 3,1 mm

Redni broj	y [mm]	L [mm]	Turbulator [NE-DA]	v_1 [m/s]	t_1 [°C]	α_W [W/(m^{2}K)]	t_2 [°C]	Δt [°C]	Q_{dp} [W]	q_{dp} [W/m^2]	$Q_{1c\text{-}voda}$ [W]	$q_{1c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$Q_{2c\text{-}voda}$ [W]	$q_{2c\text{-}voda}$ [W/m^2]	$x_{st\text{-}min}$ [mm]	$t_{st\text{-}min}$ [°C]
			DA	3,0	400	400	208,61	191,39	487,46	6508,17	487,46	5645,80	0,00	0,00	567	56,76
			DA	3,5	400	400	214,96	185,04	550,04	7343,74	550,04	6370,65	0,00	0,00	567	58,40
0	**0**	**0**	DA	4,0	400	400	221,03	178,97	608,23	8120,73	608,23	7044,69	0,00	0,00	567	60,01
			DA	4,5	400	400	226,64	173,36	663,06	8852,76	663,06	7679,72	0,00	0,00	567	61,62
			DA	3,0	400	400	214,56	185,44	472,49	6308,35	453,71	6375,38	18,78	940,63	412	59,32
			DA	3,5	400	400	221,27	178,73	531,52	7096,52	511,42	7186,37	20,10	1006,67	412	61,02
	3,1	**100**	DA	4,0	400	400	227,63	172,37	586,05	7824,58	564,76	7935,90	21,29	1066,28	414	62,80
			DA	4,5	400	400	233,49	166,51	637,12	8506,40	614,76	8638,41	22,36	1120,02	415	64,37
			DA	3,0	400	400	226,01	173,99	443,64	5923,17	401,60	7172,41	42,04	1080,53	320	62,19
			DA	3,5	400	400	233,06	166,94	496,83	6633,32	452,07	8073,84	44,76	1150,34	320	64,21
	3,1	**200**	DA	4,0	400	400	239,69	160,31	545,48	7282,91	498,29	8899,40	47,19	1212,78	320	66,42
			DA	4,5	400	400	245,75	154,25	590,68	7886,39	541,32	9667,80	49,37	1268,70	320	68,39
			DA	3,0	400	400	238,61	161,39	411,85	5498,74	340,53	8342,79	71,32	1232,67	216	65,16
			DA	3,5	400	400	245,96	154,04	458,83	6125,98	383,36	9392,10	75,47	1304,40	216	67,35
	3,1	**300**	DA	4,0	400	400	252,80	147,20	501,29	6692,93	422,16	10342,51	79,14	1367,83	222	69,39
			DA	4,5	400	400	258,99	141,01	540,43	7215,45	458,04	11221,55	82,39	1424,10	199	71,49
			DA	3,0	400	400	253,66	146,34	373,79	4990,54	264,04	10296,23	109,75	1429,07	120	68,88
			DA	3,5	400	400	261,47	138,53	413,01	5514,17	297,65	11607,17	115,35	1502,02	120	71,54
	3,1	**400**	DA	4,0	400	400	268,52	131,48	448,19	5983,86	327,99	12790,08	120,20	1565,10	120	73,79
			DA	4,5	400	400	274,80	125,20	480,30	6412,68	355,87	13877,33	124,43	1620,27	120	75,94
			DA	3,0	400	400	266,41	133,59	341,49	4559,30	176,60	16866,91	164,89	1722,23	54	80,23
			DA	3,5	400	400	274,81	125,19	373,54	4987,24	201,99	19292,35	171,55	1791,78	54	83,76
	3,1	**500**	DA	4,0	400	400	282,05	117,95	402,41	5372,76	225,29	21517,87	177,12	1849,99	56	86,91
			DA	4,5	400	400	288,47	111,53	428,23	5717,47	246,30	23524,29	181,93	1900,24	56	89,65
			DA	3,0	400	400	291,16	108,84	278,65	3720,35	0,00	0,00	278,65	2585,12	555	189,93
			DA	3,5	400	400	299,26	100,74	301,06	4019,51	0,00	0,00	301,06	2792,99	546	199,96
	3,1	**569**	DA	4,0	400	400	306,16	93,84	320,62	4280,64	0,00	0,00	320,62	2974,44	546	208,35
			DA	4,5	400	400	312,23	87,77	337,49	4506,00	0,00	0,00	337,49	3131,03	546	215,75

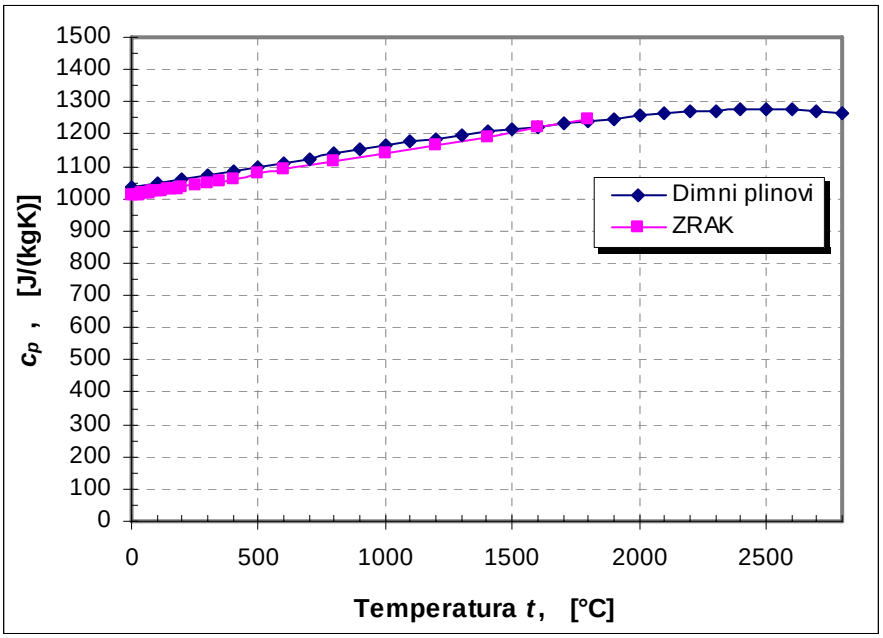
Prilog 2. SVOJSTVA DIMNIH PLINOVA

Tablica 1: Temperaturna ovisnost fizikalnih svojstava dimnih plinova nastalih izgaranjem EL loživog ulja za sastav dimnih plinova (volumni udjeli) 10,937% CO_2, 9,916% H_2O, 75,17% N_2, 3,977% O_2, prema [40]

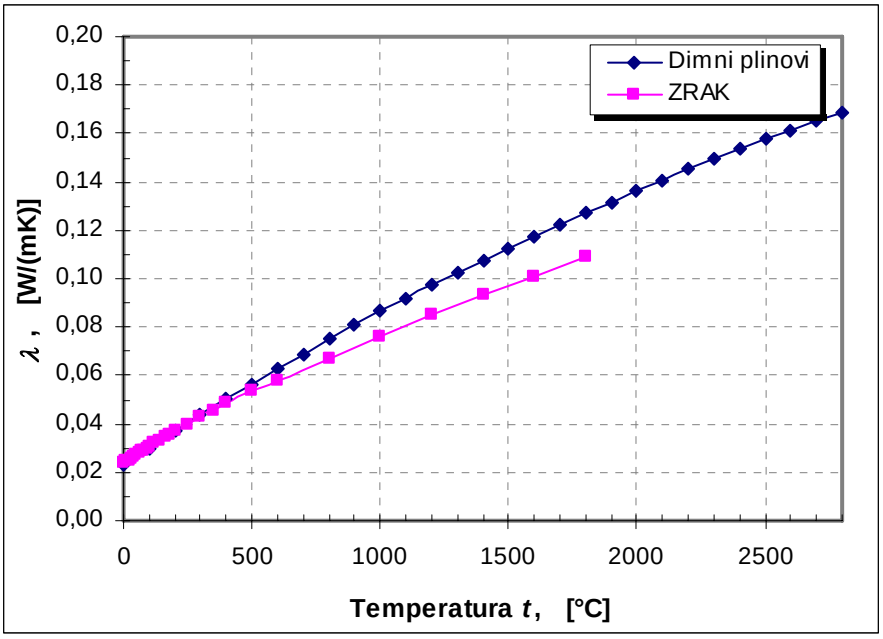
	t [°C]	T [K]	ρ [kg/m3]	c_p [J/(kgK)]	λ [W/(mK)]	μ [Pa·s]
1	0	273,15	1,420	1037,09	0,0231	1,59E-05
2	100	373,15	1,040	1045,85	0,0300	2,03E-05
3	200	473,15	0,820	1056,90	0,0369	2,43E-05
4	300	573,15	0,677	1069,50	0,0436	2,79E-05
5	400	673,15	0,576	1083,04	0,0502	3,13E-05
6	500	773,15	0,502	1097,03	0,0566	3,44E-05
7	600	873,15	0,444	1111,08	0,0629	3,73E-05
8	700	973,15	0,399	1124,89	0,0690	4,01E-05
9	800	1073,15	0,361	1138,28	0,0750	4,28E-05
10	900	1173,15	0,331	1151,10	0,0808	4,53E-05
11	1000	1273,15	0,305	1163,28	0,0864	4,78E-05
12	1100	1373,15	0,282	1174,80	0,0920	5,02E-05
13	1200	1473,15	0,263	1185,68	0,0973	5,25E-05
14	1300	1573,15	0,247	1195,98	0,1026	5,48E-05
15	1400	1673,15	0,232	1205,74	0,1077	5,69E-05
16	1500	1773,15	0,219	1215,03	0,1127	5,90E-05
17	1600	1873,15	0,207	1223,93	0,1177	6,10E-05
18	1700	1973,15	0,197	1232,46	0,1225	6,28E-05
19	1800	2073,15	0,187	1240,65	0,1272	6,46E-05
20	1900	2173,15	0,178	1248,47	0,1318	6,63E-05
21	2000	2273,15	0,171	1255,83	0,1363	6,79E-05
22	2100	2373,15	0,163	1262,61	0,1408	6,95E-05
23	2200	2473,15	0,157	1268,57	0,1451	7,10E-05
24	2300	2573,15	0,151	1273,43	0,1494	7,25E-05
25	2400	2673,15	0,145	1276,77	0,1535	7,41E-05
26	2500	2773,15	0,140	1278,10	0,1576	7,58E-05
27	3000	3273,15	0,119	1227,68	0,1754	8,87E-05
28	4000	4273,15	0,091	246,46	0,1825	2,02E-04
29	5000	5273,15	0,074	–	0,0782	7,05E-04



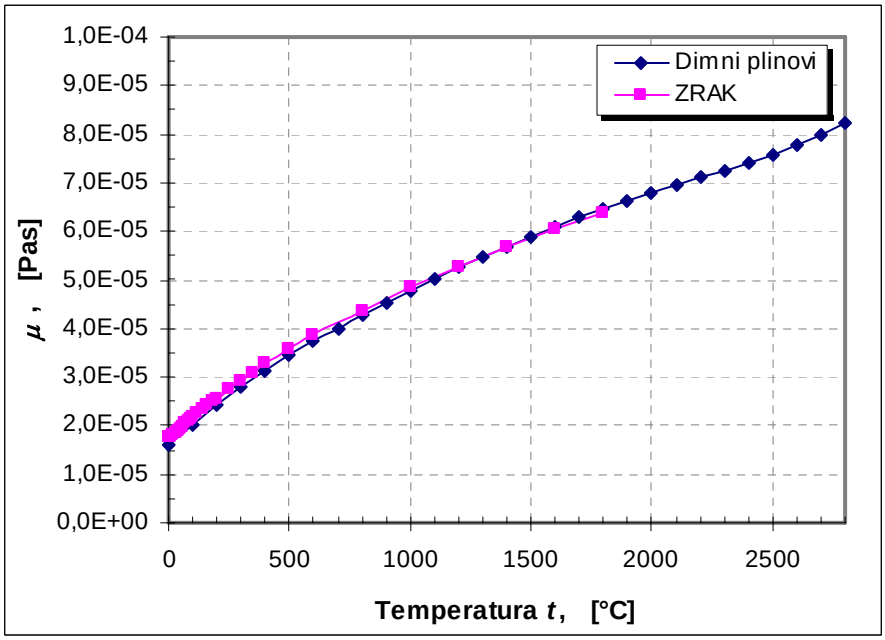
Slika 1 Gustoća ρ dimnih plinova i zraka u ovisnosti o temperaturi



Slika 2 Specifični toplinski kapacitet c_p dimnih plinova i zraka u ovisnosti o temperaturi



Slika 3 Koeficijent toplinske vodljivosti λ dimnih plinova i zraka u ovisnosti o temperaturi



Slika 4 Dinamička viskoznost μ dimnih plinova i zraka u ovisnosti o temperaturi

Prilog 3. SVOJSTVA EL LOŽIVOG ULJA

Tablica 1: Zahtjevi i ispitivanja EL loživog ulja dani normom DIN 51603–1

Svojstvo		Zahtjev	Ispitivanje prema
Gustoća kod 15 °C	kg/m^3	≤ 860	DIN 51757
Donja ogrjevna vrijednost	MJ/kg	≥ 42,6	DIN 51900–1 i DIN 51900–2 ili DIN 51900–3 ili prema formuli 2.1
Plamište u zatvorenom tignju prema Pensky-Martensu	°C	> 55	DIN EN 22719
Kinematska viskoznost kod 20 °C	mm^2/s	≤ 6,00	DIN 51562–1
Tok procesa destilacije Ukupni volumni udio isparene količine do 250 °C do 350 °C	 % %	 < 65 ≥ 85	 DIN 51751, ISO 3405 ili ASTM D 86
Stinište	°C	≤ 3	DIN EN 23015
Granična vrijednost temperature filtracije u ovisnosti o stiništu stinište = 3 °C stinište = 2 °C stinište ≤ 1 °C	 °C °C °C	 ≤ –12 ≤ –11 ≤ –10	 DIN EN 116
Ostatak koksa prema Conradsonu (od 10% destilacijskog ostatka) (maseni udio)	%	≤ 0,3	DIN EN ISO 10370 ili DIN 51551
Sadržaj sumpora (maseni udio)	%	≤ 0,20	DIN EN 24260, DIN 51400–1, DIN EN ISO 8754 ili DIN EN ISO 14596
Sadržaj vode (maseni udio)	mg/kg	≤ 200	DIN 51777–1 ili ISO/DIS 12937
Ukupna nečistoća (maseni udio)	mg/kg	≤ 24	DIN EN 12662
Pepeo (maseni udio)	%	≤ 0,01	DIN EN ISO 6245

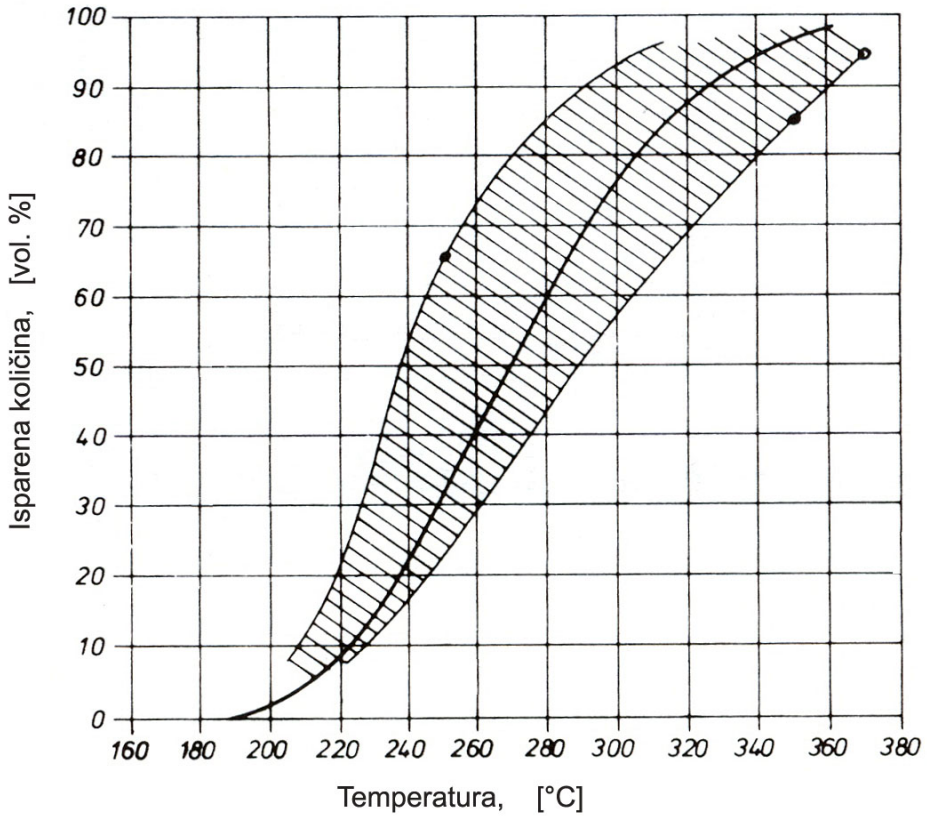
Tablica 2: Sastav EL loživog ulja

Element	Maseni udio, [%]	[kmol/kg]	Molni udio, [–]
C	86,20	0,07177	**0,355084**
H	13,10	0,12996	**0,642951**
O	0,25	0,00016	**0,000773**
N	0,25	0,00018	**0,000883**
S	0,20	0,00006	**0,000309**
Σ	**100,00**	**0,20213**	**1,000000**

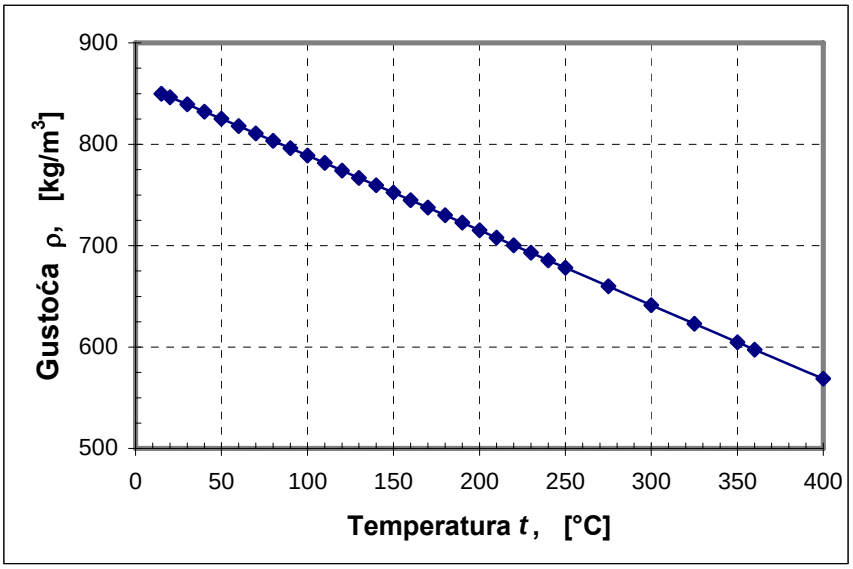
Sastav je definiran na osnovi suhog goriva, bez vode i pepela (engl. *dry, ash-free*)

Tablica 3: Karakteristične temperature EL loživog ulja

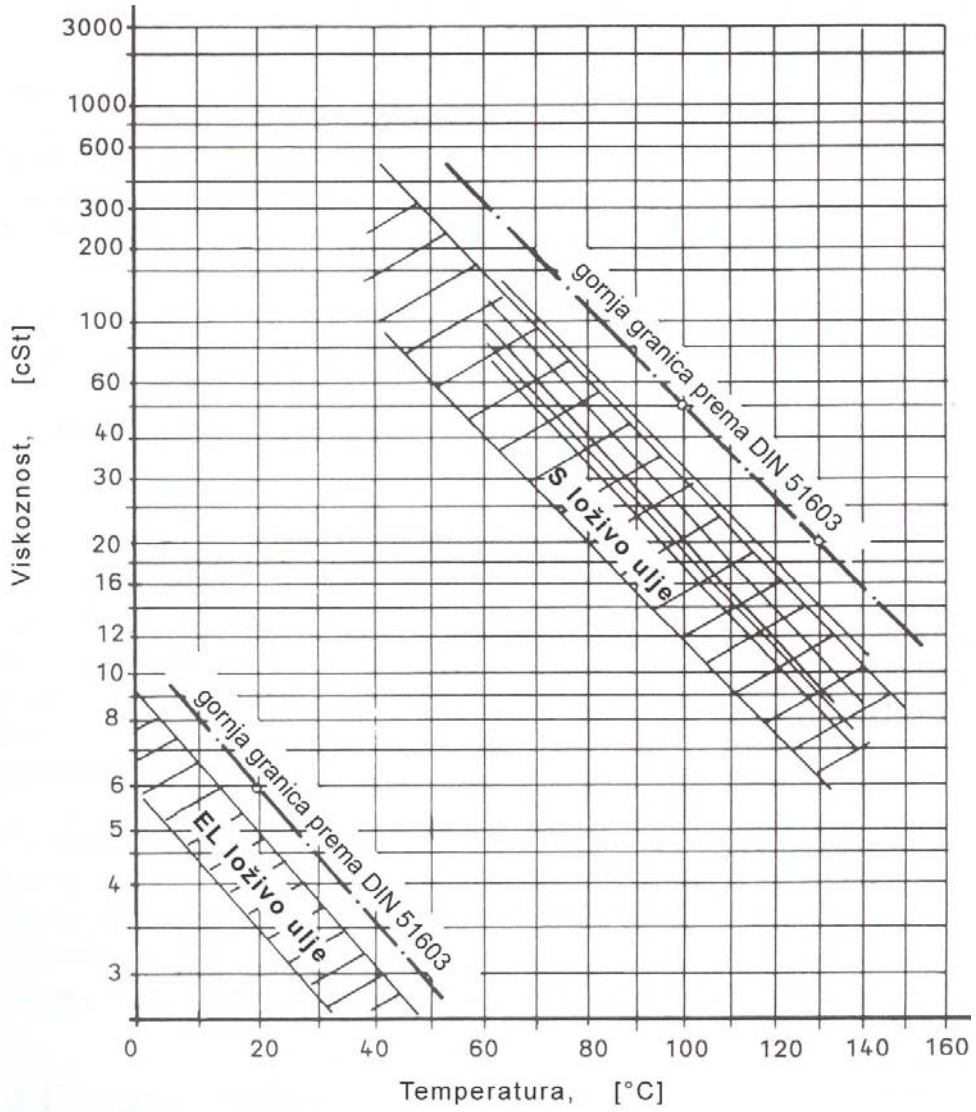
	Engleski prijevod	Njemački prijevod	Temperatura u [°C]
Stinište	*solidifying point*	*der Stockpunkt*	**≤ 3**
Točka tečenja	*pour point*	*der Fließpunkt*	**> 6**
Plamište	*flash point*	*der Flammpunkt*	**> 55**
Žarište	*combustion point*	*der Brennpunkt*	**> 75-115**
Temperatura zapaljenja	*ignition point*	*der Zündpunkt*	**≥ 240**



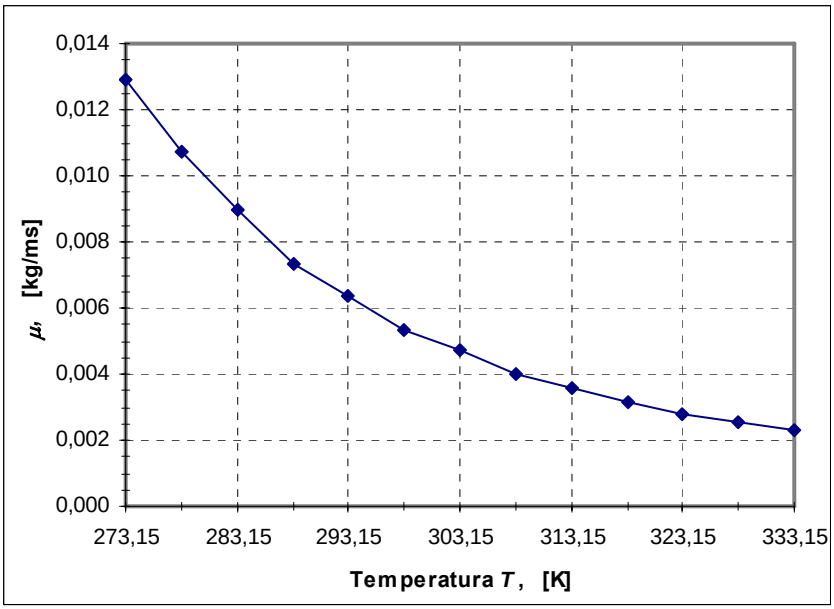
Slika 1 Destilacijska krivulja EL loživog ulja [65]



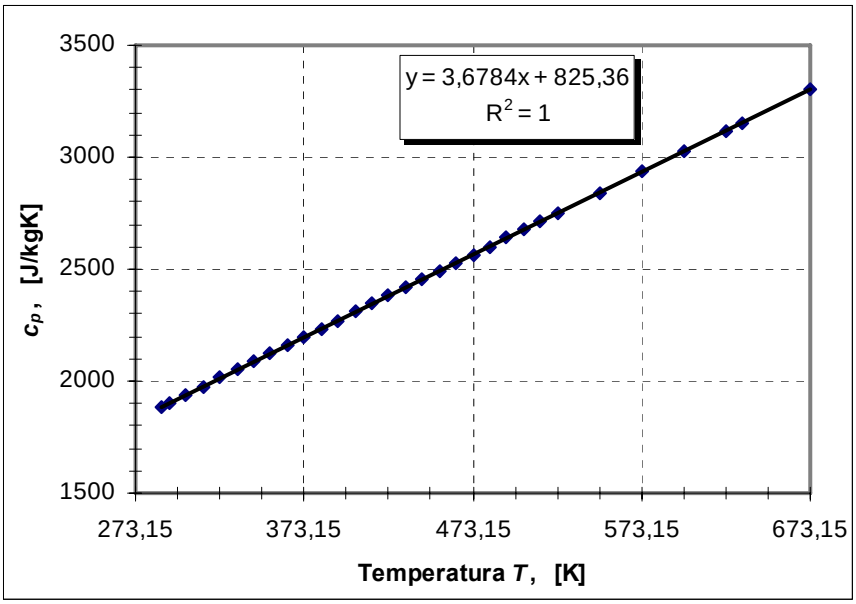
Slika 2 Ovisnost gustoće EL loživog ulja o temperaturi prema normi DIN 51757



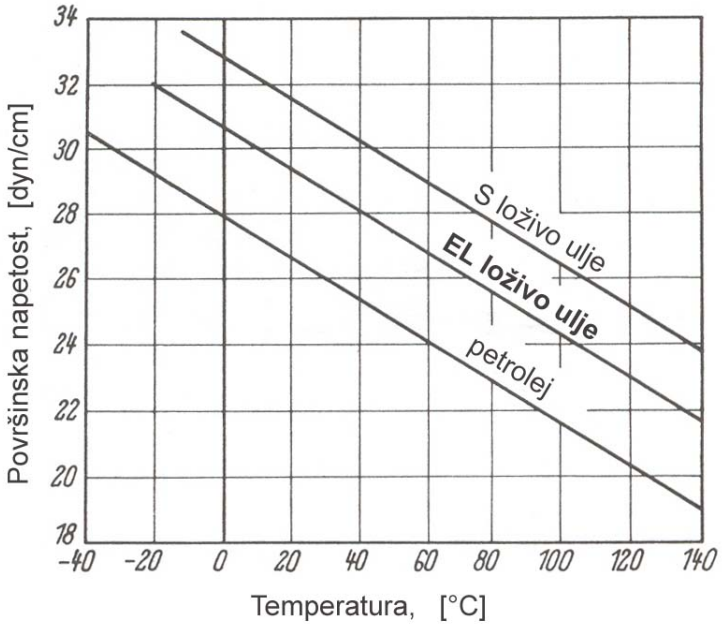
Slika 3 Kinematička viskoznost loživih ulja EL i S [65]



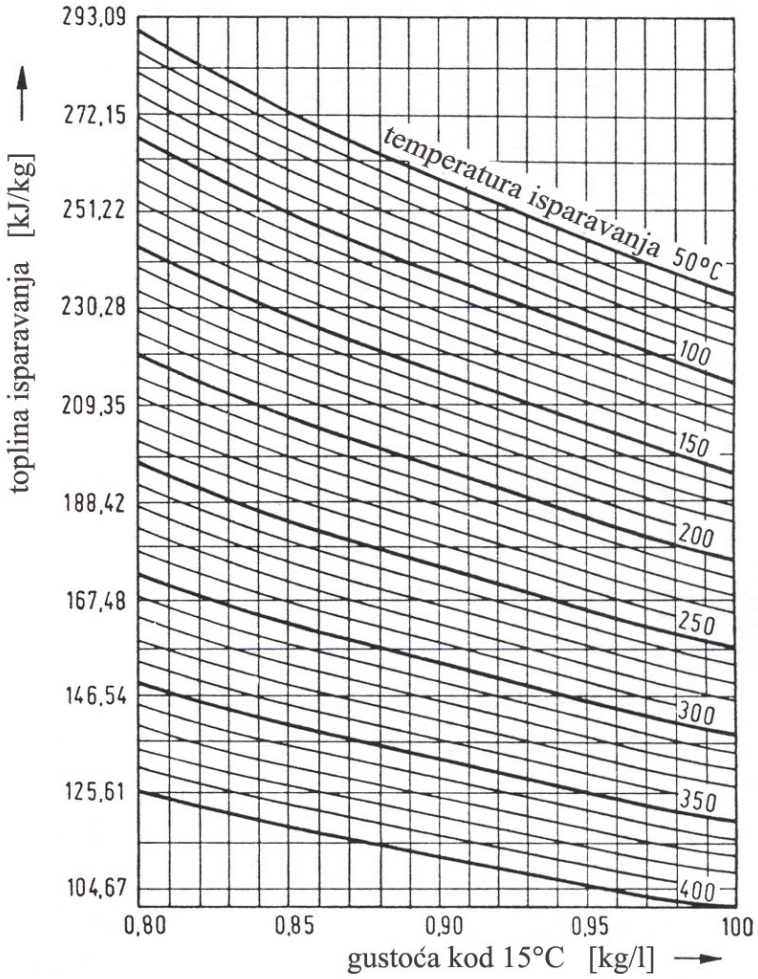
Slika 4 Dinamička viskoznost EL loživog ulja



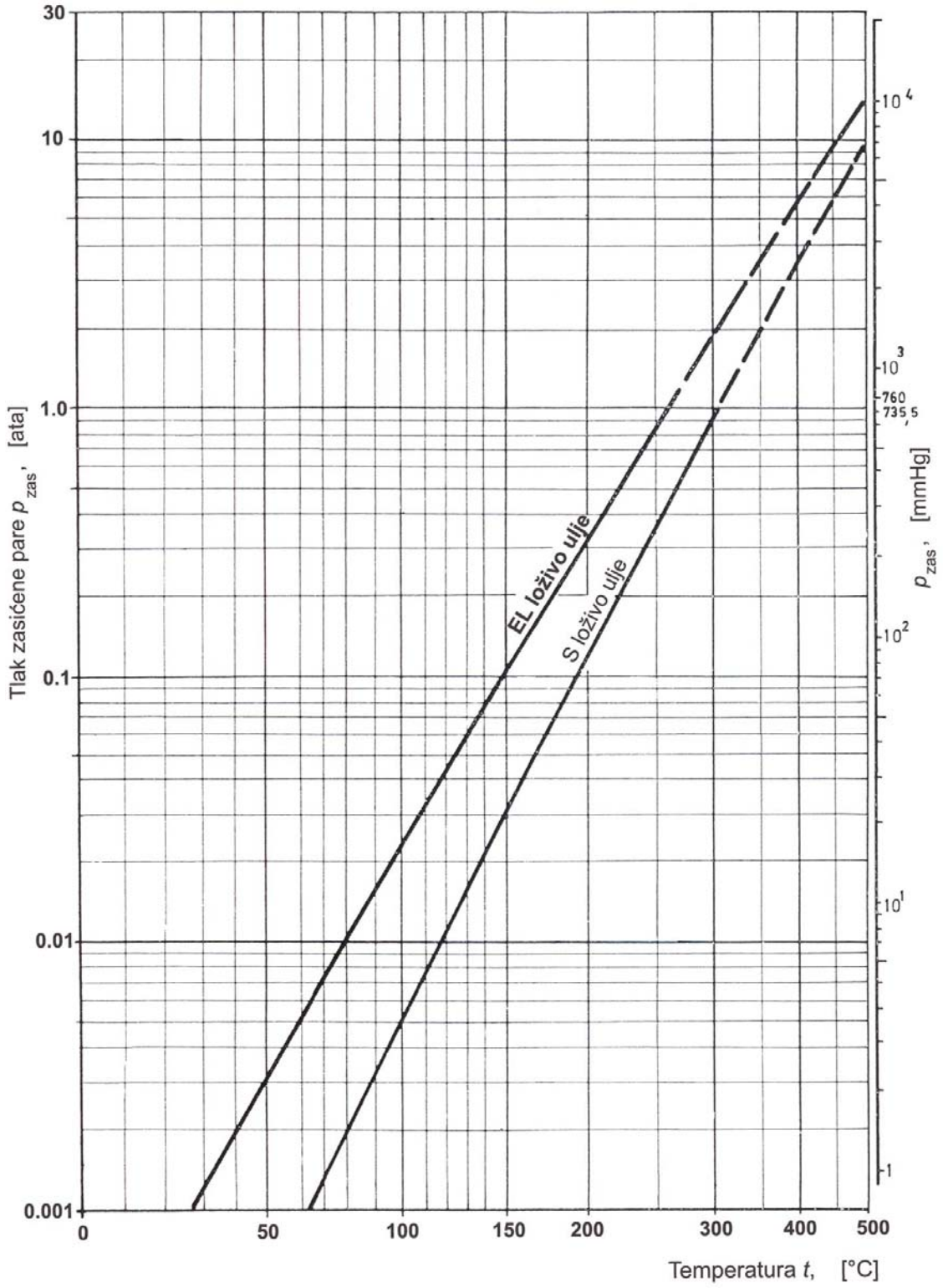
Slika 5 Specifični toplinski kapacitet EL loživog ulja



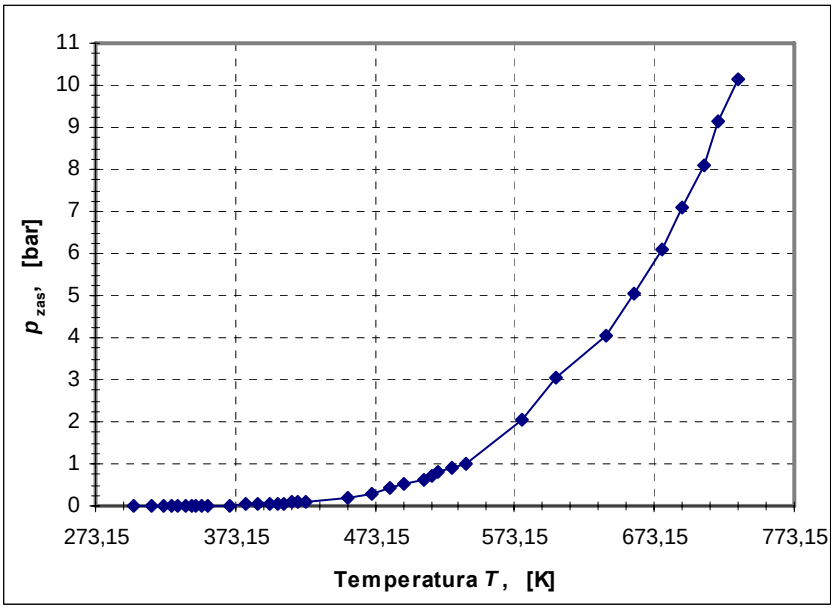
Slika 6 Ovisnost površinske napetosti o temperaturi i vrsti ulja [22]



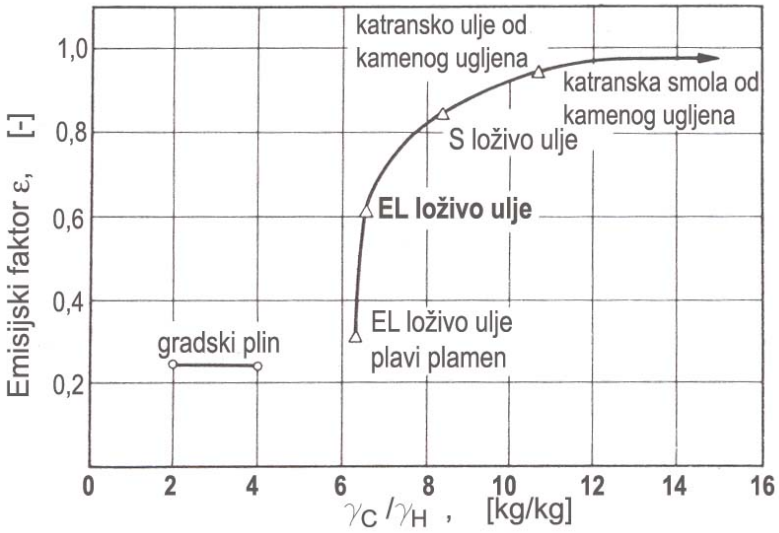
Slika 7 Količina topline potrebna za isparavanje ulja u ovisnosti o temperaturi i gustoći ulja



Slika 8 Tlak zasićene pare u ovisnosti o temperaturi zasićenja EL i S loživog ulja [66]



Slika 9 Tlak zasićene pare u ovisnosti o temperaturi zasićenja za EL loživo ulje



Slika 10 Emisijski faktor goriva u ovisnosti o γ_C/γ_H omjeru [22]

11. LITERATURA

1. UVOD

[1] F.M. EL-MAHALLAWY, E. MAHDI ALI, A.S. EL-ASFOURI, AND H.A. IBRAHIM: Combustion and heat transfer characteristics in boilers with asymmetrical reversed flow flame tube, *Experimental thermal and fluid science*, 27 (2003) 417-430, 2003.

[2] Ž.WARGA: *Heat transfer in fire-tube boilers*, PhD thesis, University of Ljubljana, Slovenia, 2000.

[3] V.H. MORCOS, Y.M. ABDEL-RAHIM: Parametric study of flame length characteristics in straight and swirl light-fuel oil burners, *Fuel*, 78 (1999) 979-985, 1999.

[4] R.VILLASENOR, F.GARCIA: An experimental study of the effects of asphaltenes on heavy fuel oil droplet combustion, *Fuel*, 78 (1999) 933-944, 1999.

[5] L.HUANG, J.X.WEN, T.G.KARAYIANNIS, R.D.MATTHEWS: Numerical prediction of high efficiency boiler heat exchanger performance, *Full Processing Technology* 18 (1998) 1089-1099, 1998.

[6] A.SAARIO, A.REBOLA, P.J.COELHO, M.COSTA, A.OKSANEN: Heavy fuel oil combustion in a cylindrical laboratory furnace: measurements and modeling, *Energy Fuel* 84 (2005) 359-369, www.sciencedirect.com, 2005.

[7] T.FURUHATA, S.TANNO, T.MIURA, Y.IKEDA, T.NAKAJIMA: Performance of numerical spray combustion simulation, *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 38, No. 10-13, pp. 1111-1122, Elsevier Science Ltd, 1997.

[8] M.OSAKABE, K.ISHIDA, K.YAGI, T.ITOH, K.OHMASA: Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas, *Heat Transfer – Asian Research*, 30 (2), 2001.

[9] L.JIA, X.F.PENG, J.D.SUN, T.B.CHEN: An experimental study on vapor condensation of wet flue gas in a plastic heat exchanger, *Heat Transfer – Asian Research*, 30 (7), 2001.

[10] L.JIA, X.F.PENG, Y.YAN, J.D.SUN, X.P.LI: Effects of water vapor condensation on the convection heat transfer of wet flue gas in a vertical tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (2001) 4257-4265, 2001.

[11] T.WU, K.VIEROW: Local heat transfer measurements of steam/air mixtures in horizontal condenser tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (2001) 4257-4265, 2001.

[12] J.KARL, D.HEIN: Effect of spontaneous condensation on condensation heat transfer in the presence of non condensable gases, *Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Conference,* March 15-19, 1999, San Diego, California, 1999.

[13] *FLUENT 6.2 User's Guide*, Fluent Inc., Lebanon, NH, 2004.

[14] *GAMBIT 2.2 Modeling Guide,* Fluent Inc., Lebanon, NH, 2004.

2. TOPLOVODNI KOTLOVI

[15] DIN EN 303–2: *Heizkessel–-Teil 2: Heizkessel mit Gebläsebrenner-Spezielle Anforderungen an Heizkessel mit Ölzerstäubungsbrennern*, Dezember 1998.

[16] DIN EN 304: *Heizkessel–Prüfregeln für Heizkessel mit Ölzerstäubungsbrennern*, November 1992.

[17] M.ŠIVAK: *Centralno grijanje-ventilacija-klimatizacija*, Nakladnička djelatnost Marijan Šivak, Zagreb, 1998.

[18] RECKNAGEL, SPRENGER AND SCHRAMEK: *Taschenbuch für Heizung and Klimatechnik einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik 2000*, 69. Auflage, Oldenbourg Verlag, 1999.

[19] R.H.PERRY AND D.W.GREEN: *Perry's chemical engineers' handbook*, McGraw Hill, 1999.

[20] G.LÜBECK, E.FREUND, S.GLASER, M.HUPKE, H.POHL : *Heizölfeuerungen*, 1. Auflage, WEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1975.

[21] K.K.KUO: *Principles of combustion*, John Wiley&Sons, New York, 1986.

[22] W.HANSEN: *Ölfeuerungen* (Brennstoff - Technische Einrichtungen - Anwendungen), 2. Auflage, Springer-Verlag, 1970.

[23] C.CRNOJEVIC, F.DECOOL, P.FLORENT: Swirl measurements in motor cylinder, *Experiments in Fluids* 26 (1999) 542-548, Springer-Verlag 1999.

[24] T.J.FUDIHARA, L.GOLDSTEIN, M.MORI: The three-dimensional numerical aerodynamics of a movable block burner, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 2003.

3. PRIJELAZ TOPLINE U NT–TOPLOVODNOM KOTLU

[25] L.KREUH: *Generatori pare (parni kotlovi)*, Školska knjiga, Zagreb, 1978.

[26] VDI–Wärmeatlas: *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*, 8. Überarbeitete und erweiterte Auflage, Berlin: Springer-Verlag, 1997.

[27] L.L.DONG, C.S.CHEUNG, C.W.LEUNG: Heat transfer from an impinging premixed butane/air slot flame jet, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (2002) 979-992, 2002.

[28] B.SLIPČEVIĆ: *Razmjenjivači topline sa primjerima iz rashladne tehnike*, SMEITS, Beograd, 1989.

[29] V.ZIMPAROV: Enhancement of heat transfer by a combination of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.25, pp. 535-546, 2002.

[30] W.M.ROHSENOW, J.P.HARTNETT, I.CHO YOUNG: *Handbook of heat transfer (Chapter 11: Techniques to enhance heat transfer-Bergles)*, McGraw-Hill, 1998.

[31] E.SMITHBERG, F.LANDIS: Friction and forced convection heat-transfer characteristics in tubes with twisted tape swirl generators, *Journal of heat transfer*, pp. 39-49, 1964.

[32] M.MALINOVEC, K.PONWEISER, W.LINZER: Performance comparison between wire coil and twisted tape inserts, *Journal of Enhanced Heat transfer*, 11 (4), pp. 359-370, 2004.

[33] R.L.WEBB: *Principles of enhanced heat transfer*, John Wiley&Sons, Inc., 1994.

[34] P.KUMAR, R.L.JUDD: Heat transfer with coiled wire turbulence promoters, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol.48, pp. 378-383, August 1970.

[35] A.KLACZAK: Heat transfer in tubes with spiral and helical turbulators, *Journal of Heat Transfer*, pp. 557-559, November 1973.

[36] S.B.UTTARWAR, M.RAJA RAO: Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts, *Journal of Heat Transfer*, *Transactions of the ASME*, Vol.107, pp. 930-935, November 1985.

[37] Y.FU ZHANG, F.YUE LI, Z.MING LIANG: Heat transfer in spiral-coil-inserted tubes and its application, *Advances in Heat Transfer Augmentation and Mixed Convection ASME*, Vol.169, pp. 31-36, 1991.

[38] M.MALINOVEC: *Prijelaz topline i pada tlaka u glatkoj cijevi s turbulatorima*, Magistarski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje – Zagreb, 2002.

4. PROBLEM KONDENZACIJE DIMNIH PLINOVA U NT–TOPLOVODNOM KOTLU

[39] D.R.SCHNEIDER: *Istraživanje mogućnosti redukcije SO_3 pri izgaranju teškog loživog ulja*, Doktorska disertacija, Fakultet strojarstva i brodogradnje – Zagreb, 2002.

[40] Lauterbach Verfahrenstechnik – Software for Pressure Vessel Design and Plant Design, http://www.lv-soft.de

[41] K.RAŽNJEVIĆ: *Termodinamičke tablice i dijagrami*, Drugo dopunjeno i popravljeno izdanje, Školska knjiga, Zagreb, 1975.

5. ISPITNA LINIJA

[42] DIN EN 303-1: *Heizkessel–-Teil 1: Heizkessel mit Gebläsebrenner-Begriffe, allgemeine Anforderungen, Prüfung und Kennzeichnug*, März 1999.

6. PRIJEDLOG KONSTRUKCIJE PROTOTIPA NT–TOPLOVODNOG KOTLA SNAGE 25 KW

[43] DIN-Taschenbuch 57, *Mineralöle und Brennstoffe 3*, Prüfverfahren nach DIN 51 413 Teil 1 bis DIN 51 757, Normen, Beuth Verlag GmbH·Berlin·Köln, 1993.

[44] A.GALOVIĆ: *Nauka o toplini II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje – Zagreb, 1993.

7. OSNOVE NUMERIČKOG MODELIRANJA

[45] T.POINSOT AND D.VEYNANTE: *Theoretical and numerical combustion*, Second Edition, Edwards, 2005.

[46] P.GERLINGER: *Numerische Verbrennungssimulation – Effiziente numerische Simulation turbulenter Verbrennung*, Springer-Verlag, 2005.

[47] T.J.CRAFT, S.E.GANT, A.V.GERASIMOV, H.IACOVIDES, B.E.LAUNDER: Development and application of wall function treatments for turbulent forced and mixed convection flows, *Fluid Dynamics Research* 38 (2006) 127-144), 2006.

[48] J.WILMS: *Evaporation of Multicomponent Droplets*, PhD thesis, Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt, Universität Stuttgart, 2005.

[49] K.GÖRNER: *Technische Verbrennungssysteme-Grundlagen, Modellbildung, Simulation*, Springer-Verlag, 1991.

[50] J.WARNATZ, U.MAAS UND R.W.DIBBLE: *Verbrennung – Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*, 3. Auflage, Springer-Verlag, 2001.

[51] D.R.SCHNEIDER: *Modeliranje prijenosa topline zračenjem u ložištu primjenom Monte Carlo metode*, Magistarski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje – Zagreb, 1997.

[52] D.N.TRIVIC: Modeling of 3-D non-gray gases radiation by coupling the finite volume method with weighted sum of gray gases model, *Interantional Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 1367-1382, 2004.

[53] R.D.REITZ: *Computer Modeling of Sprays*, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin, Madison, 1996.

[54] A.M.EATON, L.D.SMOOT, S.C.HILL, C.N.EATOUGH: Components, formulations, solutions, evaluation, and application of comprehensive combustion models, *Progress in Energy and Combustion Science* 25 (1999) 387-436, 1999.

[55] F.JOOS: *Technische Verbrennung : Vebrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*, 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006.

8. NUMERIČKI MODEL PROTOTIPA NT–KOTLA

[56] R.VUTHALURU, H.B.VUTHALURU: Modelling of a wall fired furnace for different operating conditions using FLUENT, *Full Processing Technology* 87 (2006) 633-639, 2006.

[57] A.BARREIROS, M.G.CARVALHO, M.COSTA, F.C.LOCKWOOD: Prediciton of the near burner region and measurement of NO_x and particulate emissions in heavy fuel oil spray flames, *Combustion and Flame, Vol* 92, 1993.

[58] M.A.BAYRNES, E.A.FOUMENY, T.MAHMUD, A.S.A.K.SHARIFAH, T.ABBAS, P.G.COSTEN, S.HASSAN, F.C.LOCKWOOD: Measurements and predictions of nitric oxide and particulates emissions from heavy fuel oil spray flames, *International Symposium on Combustion, Vol* 26, pp. 2241-2250, 1996.

[59] J.L. XIA, G. YADIGAROGLU, Y.S. LIU, J.SCHMIDLI AND B.L. SMITH: Numerical and experimental study of swirling flow in a model combustor, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.41, No.11, pp. 1485-1497, 1998.

[60] J.F. WIDMANN, S.R. CHARAGUNDLA AND C. PRESSER: Characterization of the inlet combustion air in NIST's reference spray combustion facility: effect of vane angle and Reynolds number, January 2000.

[61] L. SELLE, G. LARTIGUE, T.POINSOT, R.KOCH, K.-U.SCHILDMACHER, W.KREBS, D.PRADE, P.KAUFMANN AND D. VEYNANTE: Compressible large eddy simulation of turbulent combustion in complex geometry on unstructured meshes, *Combustion and Flame* 137, pp. 489-505, 2004.

[62] J.RÉVEILLON AND L.VERVISCH: Spray vaporization in nonpremixed turbulent combustion modeling: a single droplet model, *Combustion and Flame* 121:75-90*, The Cobustion Institute*, Elsevier Science Inc., 2000.

[63] J.RÉVEILLON AND F.X.DEMOULIN: Evaporating droplets in turbulent reacting flows, *Proceedings of the Combustion Institute* 31, www.elsevier.com, 2007.

[64] *CFD – Seminar Verbrennungssimulation*, Fluent Deutschland GmbH, 2005.

10. PRILOZI

[65] F.BRANDT: *Brennstoffe und Verbrennungsrechnung*, FDBR–Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau, 3.Auflage, Vulkan–Verlag, Essen, 1999.

[66] VON OBERING. HORST P.NIEPENBERG: *Industrie-Ölfeuerungen*, Deutsche Babcock & Wilcox – Aktiengesellschaft Oberhausen (Rhld.), 1.Auflage, Verlag Gustav Kopf&Co. KG, Stuttgart, 1968.

12. ŽIVOTOPIS / BIOGRAPHY

ŽIVOTOPIS

Marina Malinovec Puček rođena je 2. travnja 1974. godine u Krefeldu, Njemačka. Osnovnu školu pohađala je u Kloštar Ivaniću, a srednju školu matematičko–informatičkog smjera završila je u Ivanić-Gradu 1992. godine.

Akademske godine 1992/93 upisuje Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Diplomski rad pod nazivom ″Klimatizacija poslovne zgrade – projekt strojarnice″ brani u svibnju 1998. godine na Procesno energetskom smjeru. Od studenog 1998. radi na Katedri za termotehniku i procesnu tehniku kao znanstveni novak na projektu 120021 ″Toplinski aparati u procesnoj tehnici i termotehnici″, glavni istraživač prof.dr.sc Srećko Švaić. Akademske godine 1998/99. upisuje poslijediplomski studij, usmjerenje Procesna tehnika. Tijekom akademske godine 2000/01 boravi na Tehničkom fakultetu u Beču – Institut za termodinamiku i pretvorbu energije/E302 u Austriji. Magistarski rad pod nazivom ″Prijelaz topline i pad tlaka u glatkoj cijevi s umetnutim turbulatorima″ brani u ožujku 2002. u Zagrebu.

Tijekom rada na fakultetu aktivno sudjeluje u nastavi kolegija ″Gradnja aparata″. Kao honorarni asistent sudjeluje u izvođenju nastave iz kolegija ″Instalacije zgrada″ na Arhitektonskom fakultetu u Zagrebu.

Aktivno sudjeluje u znanstveno-istraživačkom radu, te je do sada objavila ukupno 21 znanstveni i stručni rad u Hrvatskoj i inozemstvu. Sudjelovala je u organizaciji 6. međunarodnog znanstvenog skupa QIRT 2002 u Dubrovniku.

Služi se njemačkim i engleskim jezikom.

Udata je i ima dvoje djece.

BIOGRAPHY

Marina Malinovec Puček was born 2nd of April 1974 in Krefeld, Germany. She attended primary school in Kloštar Ivanić and completed her secondary school of mathematics and informatics in Ivanić-Grad in 1992.

In the Academic year 1992/93 she enrolled at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, University of Zagreb. In May 1998 she defended the graduate thesis titled ″Air condition of business building – project of machinery room″. Since November 1998 she had been employed at the Department of Thermodynamic, Thermal and Process Engineering as a young researcher at the project no. 120021 ″Heat apparatus in thermal and process engineering″, project supervisor prof. Srećko Švaić. The academic year 1998/99 she enrolled the postgraduate study within the study major Process engineering. She spent the academic year 2000/01 at Vienna University of Technology – Institute for Thermodynamics and Energy Conversion/E302, Austria. The master thesis ″Heat transfer and pressure drop in smooth tube inserted with turbulators″ she defended in Zagreb, March 2002.

From 1998, she actively participates in lecturing within the subject ″Heat apparatuses″. Besides teaching activities at the home faculty, she has been involved in lecturing within the subject ″Building installations″ at the Faculty of Architecture in Zagreb.

She has been actively involved in the research, and has published 21 scientific and technical papers in Croatia and abroad. She took part in the organization of 6th International Conference on Quantitative Infrared Thermography QIRT 2002 in Dubrovnik.

She speaks German and English.

She is married and has two children.