



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ЗА МАШИНСТВО
И ГРАЂЕВИНАРСТВО У КРАЉЕВУ

Ненад П. Стојић

**РЕКУПЕРАТОРИ ЗА КОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ
ТОПЛОТЕ СА РОТАЦИОНИХ ЦИЛИНДРИЧНИХ
ПОВРШИНА**

Докторска дисертација

Краљево, април 2022.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF MECHANICAL AND CIVIL ENGINEERING IN
KRALJEVO

Nenad P. Stojić

**RECUPERATORS FOR THE USE OF WASTE HEAT
FROM ROTATING CYLINDRICAL SURFACES**

Doctoral Dissertation

Kraljevo, April 2022

Идентификациона страница

I. АУТОР	
Име и презиме:	Ненад Стојић
Датум и место рођења:	7.5.1987. године, Чачак, Србија
Садашње запослење:	Виши стручни сарадник на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитета у Крагујевцу
II. ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА	
Наслов:	Рекуператори за коришћење отпадне топлоте са ротационих цилиндричних површина
Број страница:	182
Број слика:	72
Број библиографских података:	105
Установа и место где је рад израђен:	Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК):	621.1.016.4:66.042.882(043.3)
Ментор:	др Раде Карамарковић, ванредни професор Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву
III. ОЦЕНА И ОДБРАНА	
Датум пријаве теме:	19.06.2018. године
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације:	IV-04-892/7 14.11.2018. године
Комисија за оцену подобности теме и кандидата:	др Владан Карамарковић , редовни професор Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву
	др Александар Јововић , редовни професор Машински факултет, Универзитет у Београду
	др Душан Тодоровић , доцент, Машински факултет, Универзитет у Београду
	др Мирко Стојиљковић , доцент, Машински факултет у Нишу, Универзитет у Нишу
	др Миљан Марашевић , доцент, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:	др Душан Тодоровић , ванредни професор, Машински факултет, Универзитет у Београду
	др Небојша Богојевић , ванредни професор, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву
	др Миљан Марашевић , доцент, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитет у Крагујевцу
Датум одбране дисертације:	

Изјава захвалности

Ова докторска дисертација представља резултат вишегодишњег научног и стручног усавршавања током рада на Катедри за енергетику и заштиту животне средине Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу.

Захваљујем се ментору, професору др Раду Карамарковићу, на стручним саветима и помоћи приликом дефинисања и израде докторске дисертације, као и колегама др Миљану Марашевићу, др Небојши Богојевићу, Бојану Белоици на енергији и подршци коју су ми пружили током израде дисертације, у ситуацијама када у појединим тренуцима слабости мој пут није био јасно видљив.

Захваљујем се свим члановима Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације: др Душану Тодоровићу, др Небојши Богојевићу и др Миљану Марашевићу на препорукама које су допринеле да дисертација буде квалитетнија и садржајнија.

Желим да се захвалим и свим колегама са Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу који су својим предлозима и подршком допринели успешном завршетку ове дисертације.

Највећу захвалност дугујем, поред Господа који ми је дао живот и уклесао животни пут, својој породици на стрпљењу, разумевању, подршци и саветима који су имали за мене у току израде ове дисертације.

Докторску дисертацију посвећујем свом оцу Предрагу Стојићу. Хвала ти на свему!

Краљево, април 2022.

Ненад Стојић

РЕКУПЕРАТОРИ ЗА КОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ СА РОТАЦИОНИХ ЦИЛИНДРИЧНИХ ПОВРШИНА

Резиме

У најопштијем, дисертација се бави коришћењем топлотног губитка ротационих цилиндричних површина. Специфично, фокус је на коришћењу отпадне топлоте са плашта ротационих пећи (РП), широко примењиваних уређаја: у производњи, термичкој обради, калцинацији, инсинерацији и пиролизи, са техноекономски најзначајнијом улогом у производњи цемента. Како због стабилности није дозвољено изоловати најврелији део плашта и како се не сме реметити технолошки процес, циљ је направити размењивач топлоте који ће за предгревање ваздуха са најврелије зоне РП узимати тачно онолико топлоте колико се губи у околину. Полазећи од основне, једноставне и економичне конструкције рекуператора, на примеру РП за калцинацију доломита решавају се проблеми:

- (1) повећања растојање између рекуператора и РП уз задржавање или повећање његове ефективности? Основна конструкција је често неприменљива због ротационог ексцентрицитета и/или присуства носећег прстена РП.
- (2) адекватног функционисања рекуператора при нестационарном топлотном губитку РП, најчешће узрокованом променама: квалитета унутрашње изолационе опеке, технолошких параметара процеса и медијума (обогаћен ваздух, кисеоник) за сагоревање.
- (3) како на ефикасан начин искористити предгрејан ваздух?

Решавање (1) проблема резултирало је техничким решењима:

- конвективно зрачних ребара,
- рекуператора са два пролаза
- увођењем додатног ваздуха и
- комбинације набројаних варијанти унутар једне конструкције.

За дефинисање геометрије наведених решења развијени су рачунарски алати, чији научни допринос представљају:

- верификован ћелијски математички модел струјања ваздуха у прстенастом попречном пресеку са конвективно зрачним ребрима, и
- комбинована примена ћелијског модела за одређивање димензија и нумеричких модела струјања (CFD) за дефинисање конструктивних детаља рекуператора.

Дисертација даје рачунарске алате за димензионисање и прецизне смернице за примену развијених рекуператора, о чијем значају најбоље сведочи податак да на испитиваној РП смањују потрошњу мазута за 2350 l/дан.

Кључне речи: ротациона пећ, рекуператор, пренос топлоте, ћелијски модел, CFD модел, енергетска ефикасност, конструкција.

RECUPERATORS FOR THE USE OF WASTE HEAT FROM ROTATING CYLINDRICAL SURFACES

Abstract

In general, the thesis deals with the usage of waste heat from rotary cylindrical surfaces. Specifically, the focus is on utilizing waste heat from the mantle of rotary kilns (RK) that are widely applied in manufacturing, calcination, thermal processing, incineration, and pyrolysis, with the most important role in cement production. As the technological process must not be disturbed and as the stability of a RK does not allow the insulation of the hottest zone of its mantle, the goal is to design over this zone an air-preheating heat exchanger (recuperator) that will use the heat equal to the heat loss. The starting point is an already developed basic recuperator. In the case study, which is an RK used for the calcination of dolomite in a magnesium production, the following problems are addressed

- (1) how to increase the distance (annulus) between the recuperator and the RK while maintaining its effectiveness? Large rotational eccentricities and tyres over the mantle of RKs make the basic design inapplicable.
- (2) how a variable heat loss affects the performance of the recuperator? The loss depends on the application of an RK, i.e., the processes that take place inside, the usage of combustion medium (air, enriched air or oxygen), the thermal resistance and condition of coating and refractory layers inside them, and to a lesser extent on the environmental conditions.
- (3) how to use preheated air most efficiently?

Solving the (1) problem resulted in technical solutions that apply:

- radiant and convective fins,
- parallel air passages,
- introduction of additional air, and
- combinations of previous designs.

To define their geometry and constructional details, (i) experimentally validated cell model of heat transfer in the annulus with the usage of radiant and convective fins, and (ii) combined application of the cell and CFD models are developed. These models and conclusions for the application of different recuperator designs are the outcomes. The reduction of heavy fuel oil consumption in the case study by 2350 l/day illustrates the significance of the recuperator.

Key words: recuperator, design, model, CFD, rotary kiln, energy efficiency, heat transfer, heat exchanger.

САДРЖАЈ

1. УВОД.....	1
2. ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ У ИНДУСТРИЈИ	6
2.1. Потрошња енергената у индустријском сектору.....	8
2.2. Енергетска ефикасност и начини за њено побољшане	10
2.2.1. Енергетско управљање и систем управљања.....	11
2.2.2. Увођење нових технологија	11
2.2.3. Енергетска политика	12
2.3. Стратегија развоја и производња примарне енергије Републике Србије	13
2.4. Енергетска ефикасност и индустрија Републике Србије	14
3. ПОТЕНЦИЈАЛИ ЗА ПОБОЉШАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ РОТАЦИОНИХ ПЕЋИ.....	18
3.1. Цементна индустрија.....	19
3.1.1. Поступак производња клинкера.....	20
3.1.2. Светски обим производње цемента.....	23
3.1.3. Утицај цементне индустрије на животну средину.....	23
3.1.4. Цементна индустрија у Србији	25
3.2. Индустрија магнезијума.....	29
3.2.1. Светски обим производње металног магнезијума.....	32
3.2.2. Утицај индустрије магнезијума на животну средину.....	33
3.2.3. Индустрија магнезијума у Србији	34
3.3. Ротационе пећи.....	35
3.3.1. Историјат развоја ротационих пећи	35
3.3.2. Принцип рада и врсте пећи	37
3.4. Потенцијали за побољшање енергетске ефикасности.....	43
3.4.1. Искоришћење отпадне топлоте садржане у продуктима сагоревања. 44	
3.4.2. Искоришћење отпадне топлоте са плашта пећи	45
3.4.3. Отпадна топлота услед хлађења клинкера	47
4. ОБОГАЂИВАЊЕ ВАЗДУХА ЗА САГОРЕВАЊЕ КИСЕОНИКОМ	49
4.1. Основно о кисеонику.....	50
4.2. Индустријска производња кисеоника	51
4.2.1. Криогена дестилација	51

4.2.2. Адсорбциони поступак.....	53
4.2.3. Мембрански поступак	54
4.2.4. Електролитички поступак	55
4.3. Позитивни стране примене кисеоника у процесима сагоревања	55
4.4. Начини увођења кисеоника у ротационе пећи	57
4.4.1. Увођење кисеоника кроз ваздушне канале.....	57
4.4.2. Увођење кисеоника удувавањем помоћу бризгальки у облику копља. 58	
4.4.3. Увођење кисеоника применом кисеоничких горионика.....	58
5. ОДРЕЂИВАЊЕ ТОПЛОТНОГ БИЛАНСА РОТАЦИОНЕ ПЕЋИ.....	60
5.1. Опис постројења и техничке карактеристике	61
5.2. Опис мерних места и мерне опреме	63
5.3. Измерене вредности.....	68
5.4. Материјални и топлотни биланс ротационе пећи	70
5.5. Аналитичка валидација губитка топлоте са плашта ротационе пећи	75
5.6. Начини за искоришћење отпадне топлоте са плашта ротационе пећи	78
6. УНАПРЕЂЕЊЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ОСНОВНОГ КОНВЕКТИВНО ЗРАЧНОГ РЕКУПЕРАТОРА.....	85
6.1. Рекуператор топлоте са два пролаза.....	86
6.2. Рекуператор топлоте са једним пролазом и додатном ребреном површином	87
6.3. Рекуператор топлоте са увођењем додатне количине ваздуха	88
7. МОДЕЛИРАЊЕ КОНВЕКТИВНО ЗРАЧНИХ РЕКУПЕРАТОРА.....	91
7.1. Моделирање конвективно зрачног рекуператора са два пролаза- метода ћелијског моделирања	92
7.2. Моделирање конвективно зрачног рекуператора са једним пролазом и додатном ребреном површином	96
7.3. CFD модел.....	99
7.4. Валидација ћелијског модела рекуператора са једним пролазом и конвективно зрачним ребрима	99
7.5. Материјални и топлотни биланс пећи са рекуператором.....	103
8. РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗА	105
9. ОДРЕЂИВАЊЕ ОПТИМАЛНОГ ОБЛИКА РЕКУПЕРАТОРА ПРИ КОРИШЋЕЊУ ОБОГАЂЕНОГ ВАЗДУХА ЗА САГОРЕВАЊЕ.....	119
10. ЗАКЉУЧЦИ И ПРАВЦИ БУДУЋИХ ИСТРАЖИВАЊА	132

НОМЕНКЛАТУРА	137
ЛИТЕРАТУРА	140
ПРИЛОГ	149
БИОГРАФИЈА	166

СПИСАК СЛИКА

Слика 1.	Светска потрошња енергије од 1980. са пројекцијама до 2030. године..	7
Слика 2.	Пројекције потрошња енергије у индустријском сектору за земље у и ван „ОЦЕД“-а до 2030.....	8
Слика 3.	Потрошња примарне енергије у зависности од врсте енергента у индустријском сектору на глобалном нивоу у 2006. са пројекцијама до 2030. године	9
Слика 4.	Структура произведене примарне енергије у зависности од врсте енергента у периоду од 2004. до 2018.....	13
Слика 5.	Процентуална потрошња енергије по секторима.....	14
Слика 6.	Количина емитованог угљен диоксида у gCO ₂ /MЈ за период од 1990-2018. године за земље ЕУ28 и Републику Србију.....	16
Слика 7.	Потрошња енергије у индустријском сектору од 1990-2018. године за земље ЕУ28 и Републику Србију	16
Слика 8.	Шематски приказ типичног постројења за производњу цемента.....	20
Слика 9.	Цементни клинкер.....	21
Слика 10.	Куглични млин за млевење клинкера.....	22
Слика 11.	Укупан обим производње цемента на глобалном нивоу у тонама.....	23
Слика 12.	Емисије угљендиоксида из различитих грана индустрије са пројекцијама до 2030. године	24
Слика 13.	Емисија CO ₂ из цементне индустрије са пројекцијама одрживог развоја (СДС) до 2030. године.....	24
Слика 14.	Беочинска цементара у XIX веку.....	25
Слика 15.	Фабрика цемента у Поповцу у првој половини XX века	26
Слика 16.	Цементара Беочин у XXI веку	27
Слика 17.	Фабрика цемента у Поповцу.....	27
Слика 18.	Фабрика цемента у Косјерићу.....	28
Слика 19.	Обим производње цемента у Србији у периоду од 2014.-2017. године	28
Слика 20.	Електролитички поступак добијања металног магнезијума.....	29
Слика 21.	Шематски приказ „MagneTherm“ поступка добијања металног магнезијума	30
Слика 22.	Шематски дијаграм „Pidgeon“ поступка.....	31
Слика 23.	Укупне светске количине произведеног металног магнезијума у периоду од 2010. до 2020. године	32
Слика 24.	Светске резерве руде магнезита хиљадама тона.....	33
Слика 25.	Специфична потрошња енергије и емисија CO ₂ из металопрерађивачке индустрије.....	34

Слика 26.	Производња металног магнезијума у Републици Србији у периоду од 2003.-2009. године	35
Слика 27.	Ротациона пећ из периода краја XIX века	36
Слика 28.	Ротациона пећ са почетка XX века	37
Слика 29.	Вертикална пећ.....	38
Слика 30.	Шематски приказ и основни делови ротационе пећи	39
Слика 31.	Систем за рекулпацију физичке топлоте клинкера на излазу из пећи	40
Слика 32.	Ротациона пећ са директним сагоревањем	41
Слика 33.	Ротациона пећ са индиректним сагоревањем.....	42
Слика 34.	Ротациона пећ са истосмерним током кретања сировине и продуката сагоревања	42
Слика 35.	Ротациона пећ са супротносмерним током кретања сировине и продуката сагоревања	43
Слика 36.	Шематски приказ модерног постројења за калцинацију	44
Слика 37.	Шематски приказ система за искоришћење отпадне топлоте садржане у продуктима сагоревања	45
Слика 38.	Шематски приказ производње електричне енергије применом Калина циклуса	47
Слика 39.	Шематски приказ производње електричне енергије применом органског Ранкиновог циклус	48
Слика 40.	Шематски приказ процеса добијања кисеоника	53
Слика 41.	Адсорбциони поступак издвајања кисеоника	54
Слика 42.	Мембрански поступак издвајања кисеоника.....	54
Слика 43.	Електролитички поступак издвајања кисеоника и водоника	55
Слика 44.	Утицај обогаћења ваздуха кисеоником на концентрацију азота	57
Слика 45.	Обогаћивање ваздуха кисеоником кроз ваздушне канале	57
Слика 46.	Увођење кисеоника помоћу бризгаљки у облику копља.....	58
Слика 47.	Увођење кисеоника применом кисеоничких горионика.....	59
Слика 48.	Основни делови постројења за калцинацију доломита	61
Слика 49.	Положај мерних места у оквиру испитиваног постројења за калцинацију доломита	67
Слика 50.	Шематски приказ топлотног биланса испитиване ротационе пећи.....	74
Слика 51.	Шематски приказ ротационе пећи са материјалним билансом	75
Слика 52.	Термоелектрични генератор	79
Слика 53.	а) Размењивач топлоте са аксијалним распоредом цеви. б) Размењивач топлоте са савијеним цевима.....	80

Слика 54.	Шематски приказ предложеног конструкционог решења [89]	81
Слика 55.	Шематски приказ варијантних решења рекуператора топлоте.....	81
Слика 56.	а) Шематски приказ основног рекуператора топлоте и ротационе пећи са материјалним билансом. б) Попречни пресек основног рекуператора [31].....	84
Слика 57.	Рекуператор топлоте са два пролаза	86
Слика 58.	Рекуператор топлоте са једним пролазом и додатном оребреном површином.....	87
Слика 59.	Рекуператор топлоте са додатим увођењем ваздуха	89
Слика 60.	Конструкционо решење са два рекуператора топлоте и могућим начинима примене предгрејаног ваздуха	90
Слика 61.	Шематски приказ преноса топлоте и карактеристичних димензија рекуператора топлоте са два пролаза	95
Слика 62.	Шематски приказ хелијског модела рекуператора топлоте са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином.....	96
Слика 63.	Геометријске карактеристике експерименталног рекуператора и детаљи мерења: мерна места, опрема, средње вредности измерених величина и њихове релативне грешке	100
Слика 64.	Експериментални рекуператор	101
Слика 65.	Резултати симулације „CFD“ моделом експерименталног рекуператор	102
Слика 66.	Температуре прегрејаног ваздуха и површине рекуператора по сегментима. За различите вредности минималног пречника рекуператора на критичном сегменту дате су максималне температуре предгрејаног ваздуха	106
Слика 67.	Пречници по сегментима за рекуператор топлоте са минималним пречницима од 2,83 и 2,88 m	107
Слика 68.	Перформансе рекуператора при различитим вредностима топлотних губитака са плашта ротационе пећи. Подаци се односе за рекуператор са минимални пречник 2,83 m на критичном сегменту	109
Слика 69.	Топлотни губици и одговарајуће температуре површине пећи по сегментима	110
Слика 70.	Температуре предгрејаног ваздуха за основну конструкцију рекуператора са минималним пречником 2,83 m на критичном сегменту	111
Слика 71.	Детаљ мреже у попречном и подужном правцу 3Д модела рекуператора	112
Слика 72.	3Д цртеж хаубе на критичном сегменту рекуператора	112

СПИСАК ТАБЕЛА

Табела 1.	Физичке и хемијске карактеристике кисеоника	50
Табела 2.	Основне карактеристике испитиване ротационе пећи.....	63
Табела 3.	Измерене вредности мерених величина.....	68
Табела 4.	Средње вредности температура на плашту ротационе пећи – ММ6.....	68
Табела 5.	Средње вредности температура на плашту пећи при различитом степену обогаћења ваздуха за сагоревање кисеоником за првих 13 сегмената.....	69
Табела 6.	Физичке особине и елементарни састав горива-мазута.....	70
Табела 7.	Улазни подаци и енергетске једначине за израчунавање топлотног биланса	71
Табела 8.	Физичка топлота Q_5 , састав и специфични топлотни капацитет продуката сагоревања	72
Табела 9.	Топлотни биланс испитиване пећи	73
Табела 10.	Температуре плашта, коефицијенти прелаза топлоте и топлотни губици са сегмената изнад највредије зоне пећи у зависности од степена обогаћења ваздуха	77
Табела 11.	Резултати мерења и мерне несигурности мерених величина. У табели су упоредо приказани и резултати добијени помоћу хелијског математичког и „CFD“ модела.....	103
Табела 12.	Карактеристичне вредности за основну конструкцију рекуператора топлоте код кога минимални пречник на критичном сегменту износи 2,86 m (Температуре површине плашта ротационе пећи приказане су у табели 10. Дужине сегмената из табеле 10., коришћене су и у табели 12.).....	108
Табела 13.	Утицај коефицијента емисије на излазну температуру предгрејаног ваздуха	108
Табела 14.	Енергетски биланс пећи са основном конструкцијом рекуператора топлоте и минималним пречником на критичном сегменту од 2,83 m	113
Табела 15.	Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте код рекуператора са два пролаза са минималним пречником на критичном сегменту у првом пролазу 2,83 m.....	114
Табела 16.	Енергетски биланс пећи са рекуператором топлоте са два пролаза ..	115
Табела 17.	Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са једним пролазом и додатном оребреном површином	117
Табела 18.	Енергетски биланс ротациона пећ са рекуператором топлоте са једним пролазом и додатном оребреном површином	117

Табела 19. Топлотни биланс пећи у зависности од степена обогаћења ваздуха за сагоревање кисеоником [50]	121
Табела 20. Топлотни биланс ротациона пећи без и са основном конструкцијом рекуператора са минималним пречником на критичном сегменту 2,83 m - удео кисеоника у ваздуху за сагоревање износи 22%	122
Табела 21. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте основне конструкције рекуператора са минимални пречником 2,83 m са уделом кисеоника у ваздуху за сагоревање од 22%	122
Табела 22. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи	122
Табела 23. Топлотни биланс ротациона пећи без и са рекуператором топлоте са два пролаза - удео кисеоника у ваздуху износи 22%	123
Табела 24. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора топлоте са два пролаза за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 22%	123
Табела 25. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи	124
Табела 26. Топлотни биланс ротациона пећи без и са рекуператором са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином- удео кисеоника у ваздуху за сагоревање 22%	124
Табела 27. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 22%	125
Табела 28. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи	125
Табела 29. Топлотни биланс ротациона пећи без и са основном конструкцијом рекуператора топлоте са минималним пречником од 2,83 m на критичном сегменту - удео кисеоника у ваздуху износи 23%	126
Табела 30. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте основне конструкције рекуператора топлоте са минимални пречником од 2,83 m на критичном сегменту за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 23%	126
Табела 31. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи	127
Табела 32. Топлотни биланс ротациона пећи без и са рекуператором са два пролаза - удео кисеоника у ваздуху за сагоревање износи 23%	127
Табела 33. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са два пролаза за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 23%	128
Табела 34. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи	128

Табела 35. Топлотни биланс ротациона пећи без и са рекуператором са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином -удео кисеоника у ваздуху износи 23%	129
Табела 36. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином за случај обogaћења ваздуха кисеоником од 23%	129
Табела 37. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи	130
Табела 38. Карактеристичне вредности анализираних конструкционих решења рекуператора топлоте.....	131

ПОГЛАВЉЕ

1

УВОД

Загађење животне средине, одумирање бројних биљних и животињских врста, климатске промене, брига за будуће генерације и учестале рецесије, захтевају економске моделе који ће водити друштва у одрживи развој уз заштиту животне средине. Већ три деценије се за превазилажење претходно наведених проблема решење тражи у коришћењу обновљивих извора енергије и повећању енергетске ефикасности, којом се смањује потрошња енергије или енергента за исту услугу или производ. Она је један од приоритетних интереса човечанства јер се њеним повећањем смањује експлоатација природних богатстава и негативан утицај на животну средину.

Глобално гледано од свих друштвених активности, индустријски сектор троши највећу количину енергије. Потрошња нафте, електричне енергије и угља континуирано расте. Висок ниво потрошње енергије и зависност од доступности енергената доводи до поремећаја и нестабилности у енергетском сектору. Периодичне енергетске кризе се негативно одражавају на економски раст и развој индустрије. Жеља за профитом и негативан ефекат прекомерне потрошње енергије на животну средину представљају аргументе за повећање енергетске ефикасности у индустрији, чији је крајни циљ постизање одрживог развоја. Ово је циљ читавог индустријског сектора и сваког елемента у њему. У данашњем свету уздрманом бројним енергетским кризама, глобалним политичким проблемима, пандемијом „COVID-19“, све говори о нужности повећања енергетске ефикасности. И стратегија енергетског развоја Републике Србије је као највиши приоритет дефинисала континуитет технолошке модернизације постојећих енергетских система и извора повећањем енергетске ефикасности коришћењем енергетски ефикасних и еколошки прихватљивих технологија. Дисертација представља мали корак у овом правцу зато што истражује могућност коришћења отпадне топлоте са ротационих цилиндричних површина.

Акцент дисертације је на коришћењу отпадне топлоте са плашта ротационих пећи. Ови уређаји налазе примену у: калцинацији, пиролизи, инсинерацији отпада, производњи, термичкој обради, са глобално најзначајнијом улогом у цементној индустрији. Уводна поглавља приказују основне техничке карактеристике, место и улогу ротационих пећи у цементној и индустрији обојених метала. Средњорочна дешавања у поменутих индустријским гранама, приказаним у прва два поглавља дисертације, говоре у прилог актуелности обрађене теме. Њен значај најбоље осликава пример ротационе пећи на којој се примењује развијено техничко решење, а која се користи у производњи магнезијума са степен корисности у границама од 55 до 60%. У сличним границама се крећу степени корисности ротационих пећи које се користе у цементној индустрији. Најизраженији топлотни губици су: услед спољашњег расхлађивања плашта пећи (до 30% горивом унешене енергије) и топлотни губитак садржан у физичкој топлоти продуката сагоревања (до 20% горивом унешене енергије).

Изоловање најврелијег дела плашта није могуће да се не би угрозио технолошки процес и стабилност ротационих пећи. Циљ дисертације је да се дефинише што је могуће једноставније конструкционо решење рекуператора (размењивача топлоте) који ће за предгревање ваздуха са најврелијег дела плашта

пећи узети тачно дефинисану количину топлоте једнаку топлотном губитку у околину. За постизање циља нужно је израдити математички модел за одређивање оптималне геометрије рекуператора. Оптималне у смислу постизања његове максималне ефикасности¹. Полазну тачку дисертације представља основна и једноставна конструкција патентираног рекуператора², развијеног на истој катедри на којој се ова дисертација израђује. Да би се дошло до дефинисаног циља решавају се проблеми:

- (1) повећања растојање између рекуператора и пећи уз задржавање или повећање његове ефикасности? Основна конструкција је често неприменљива због ротационог ексцентрицитета и/или присуства носећег прстена пећи. Присуство носећег прстена пећи у зони са највишим температурама онемогућава постављање рекуператора око њеног плашта. Са друге стране, ексцентрицитет представља доминантни ограничавајући фактор, који дефинише минимални пречник рекуператора на критичном сегменту³.
- (2) оптималног функционисања рекуператора при променљивом топлотном губитку пећи, најчешће узрокованом променама: квалитета унутрашње изолационе опеке, технолошких параметара процеса и медијума (обогаћен ваздух, кисеоник) за сагоревање. Обогаћење ваздуха за сагоревање кисеоником побољшава квалитет произведеног калцината, али утиче и на повећање топлотног губитка. У случајевима већег обогаћења, температуре плашта у зони калцинације могу да нарасту толико да угрозе стабилност пећи. Рекуператор треба да буде конструисан тако да се отпадна топлота која се конвекцијом и зрачењем губи са плашта пећи врати у процес што би повећало термички степен корисности. Експериментална испитивања пећи дата су у поглављу 5.
- (3) како на ефикасан начин искористити предгрејан ваздух? Тренутно у пољу енергетске ефикасности у индустрији доминира интеграција енергетских система. У циљу што ефикаснијег коришћења развијеног рекуператора, у дисертацији се разматрају могућности за искоришћење предгрејаног ваздуха у процесу сагоревања горива и/или за предгревање сировине. Овим анализама посвећена су поглавља 6.-8.

¹ Ефикасност у случају рекуператора представља количник разлике температуре ваздуха на излазу у улазу и разлике максималне и минималне температуре површине ротационе пећи. При константном топлотном губитку, ефикасност је већа за више температуре предгрејаног ваздуха .

² Карамарковић В., Марашевић М., Карамарковић Р., Карамарковић М., Recuperator for waste heat recovery from rotary kilns, Applied Thermal Engineering 2013, Volume 54, Issue 2, pp. 470-480, ISSN: 1359-4311, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.02.027>, (M21a)

³ Критични сегмент је сегмент на коме се ваздух изводи из рекуператора а растојање између површине рекуператора и плашта пећи је најмање.

За решавање наведених проблема а у циљу искоришћења отпадне топлоте која се са плашта пећи конвекцијом и зрачењем одају у околина, предложена су техничка решења:

- конвективно зрачних ребара. Додавање оребрене површине (површине од перфорираног лима) у простор између плашта пећи и рекуператора врши се у циљу повећа површина за размену топлоте конвекцијом и зрачењем. Додавање ребара смањује потребну брзину ваздуха, што за последицу има повећање растојања између рекуператора и пећи. Конструкциони параметри који се анализирају у поглављу 8. јесу пречник на ком се постављају конвективно зрачна ребра и њихова релативно отвореност⁴.
- рекуператора са два пролаза. Решење је пројектовано тако да се смањи брзина струјања ваздуха кроз унутрашњи пролаз што се директно одражава на смањење коефицијента прелаза топлоте. Мањи коефицијенти прелаза значе да ваздух узима мању количину топлоте конвекцијом у унутрашњем пролазу што за последицу има повећање растојања између површина плашта пећи и рекуператора. Акцент је стављен на преношење веће количине топлоте (преостале) у спољашњи пролаз на који ексцентрицитет пећи нема утицај. Ово значи да растојање између површине унутрашњег и спољашњег пролаза рекуператора могу по потреби бити веома мала. У поглављу 8. приказани су конструкциони параметри овог решења.
- увођење додатног ваздуха. Представља један од начина за повећање растојања између плашта пећи и рекуператора. Пожељно га је применити само на сегменту где постоји могућност непосредног контакта условљеног ексцентричном ротацијом пећи. То је најчешће критичан сегмент на коме се врши извлачење прегрејаног ваздуха из рекуператора. У оквиру поглавља 6.3. приказано је ово решење.
- комбинација набројаних варијантни у оквиру једне конструкције. Међусобно комбиновање варијантних решења најчешће се примењује у случајевима када је неопходно постићи изотермско мешање или када се у зони са највишим температурама налазе носећи прстенови. Још једно од могућих варијантних решења јесте комбинација два рекуператора приказана у оквиру поглавља 6.3. у коме се дају и решења за ефикасно коришћење предгрејаног ваздуха.

За дефинисање геометријских карактеристика анализираних техничких решења развијени су математички модели приказани у оквиру поглавља 7. И док набројана решења представљају технички, поменути математички модели представљају главни научни допринос дисертације. Новитет у дисертацији је експериментално валидиран математички модел рекуператора са једним пролазом и конвективно

⁴ Представља однос укупне површине свих отвора „оребрене“ и површине имагинарног цилиндра на пречнику ребра (видети слику 58, поглавље 6.2)

зрачним ребрима као и комбинована примена ћелијског модела за одређивање димензија и нумеричких модела струјања (CFD) за дефинисање конструктивних детаља рекуператора приказаних у поглављима 8 и 9. Развијени математички модели су генерално применљиви на све ротационе цилиндричне површине код којих је познат температурни профил површине.

Осим модела за одређивање геометрија развијаних рекуператора у дисертацију су дате и прецизне смернице за њихово коришћење. У случају сагоревања горива са обогаћеним ваздухом показано је да се сва конструкциона решења примењива а спроведене анализе су приказане у оквиру поглавља 9. Резултати су показали да су развијене конструкције примењиве и при варијацији топлотног губитка уз задржавање сличних температурних профила ротационих цилиндричних површина.

ПОГЛАВЉЕ

2

ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ У ИНДУСТРИЈИ

Главни проблеми са којима се савремена друштва суочавају су несигурно снабдевање, ограничен приступ енергентима, загађење животне средине и климатске промене које су директна последица прекомерне потрошње енергије. Економски раст и напредак земаља су у директној вези са све већим потребама за енергијом, која представља основну покретачку снагу свих индустријских постројења. Снабдевање енергијом представља кључни фактор за економску стабилност, конкурентност на тржишту, запошљавање, социјални и друштвени мир. Да би се обезбедио континуитет економског раста неопходно ју је обезбедити у довољним количина и приступачним ценама. Паралелно са порастом популације расте и потреба за енергијом, због чега се земље света морају позабавити проблемима евентуалних недостатака енергената у будућности. Предвиђа се пораст потрошње енергије на светском нивоу од 33% до 2030. године. Из годишњег извештаја међународне агенције за енергетику за 2018. годину може се видети да је укупна потрошња енергије износила $620 \cdot 10^{15}$ ВТu-а, што потврђује и чак премашује стопу раста приказану у референци [1]. Укупна светска потрошња енергије од 1980. године са пројекцијама потрошње до 2030. године⁵ приказана је на слици 1. [1]. Имајући у виду тренутна дешавања у свету, не може се са сигурношћу тврдити али се очекује пад у потрошњи енергије због проблема изазваних пандемијом корона вирусом, што ће бити у супротности са очекиваном стопом раста до 2030. године приказаном у референци [1].

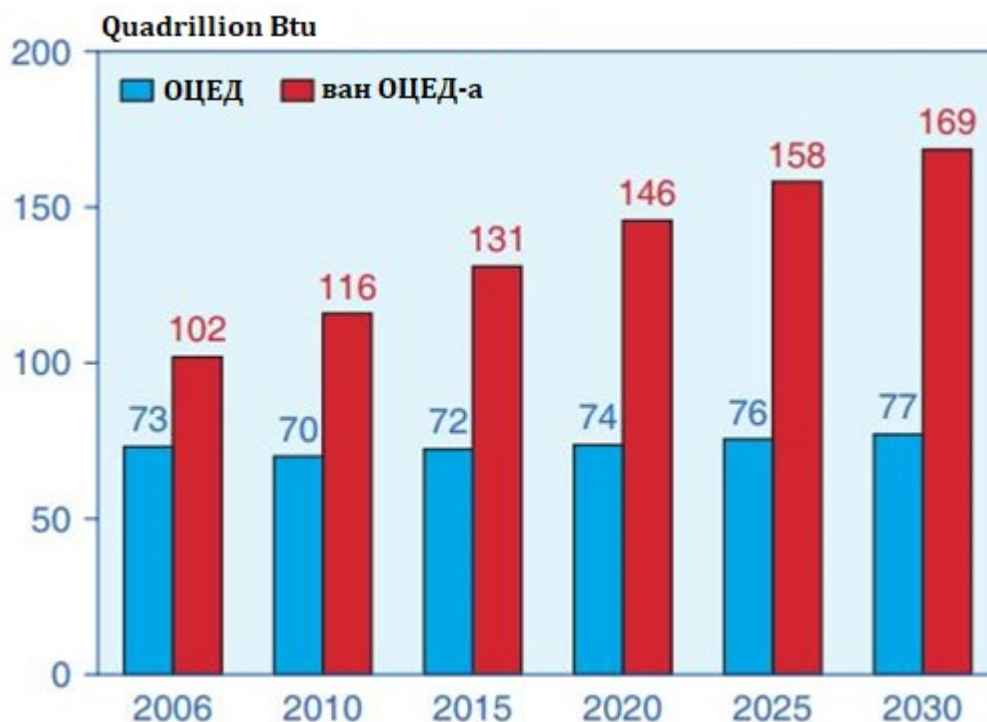


Слика 1. Светска потрошња енергије од 1980. са пројекцијама до 2030. године

⁵ 1 quadrillion ВТu= $1 \cdot 10^{15}$ ВТu

1Вtu= $2.52 \cdot 10^{-8}$ toe (tonne of oil equivalent)- тона еквивалента нафте

Пројекције потрошње енергије у индустријском сектору до 2030. године за земље чланице организације за економску сарадњу и развој (ОЦЕД) као и оне ван ове организације, приказане су на слици 2. [1,2]. Укупна потрошња енергије за земље ван „ОЦЕД“-а је порасла за 73% у поређењу са 15% за земље чланице [1]. Из годишњег извештаја међународне агенције за енергетику за 2018. годину може се видети да је потрошња енергије у индустријском сектору за земље чланице „ОЦЕД“-а износила око $75 \cdot 10^{15}$ ВТу-а, док је за земље ван ове организације износила око $160 \cdot 10^{15}$ ВТу-а, што потврђује планирани раст премашујући стопу раста приказану у референци [1,2]. Са учешћем од 25% у светској потрошњи, највећи потрошач енергије су САД, док највећи годишњи пораст потрошње енергије има НР Кина од 5.5% [1].



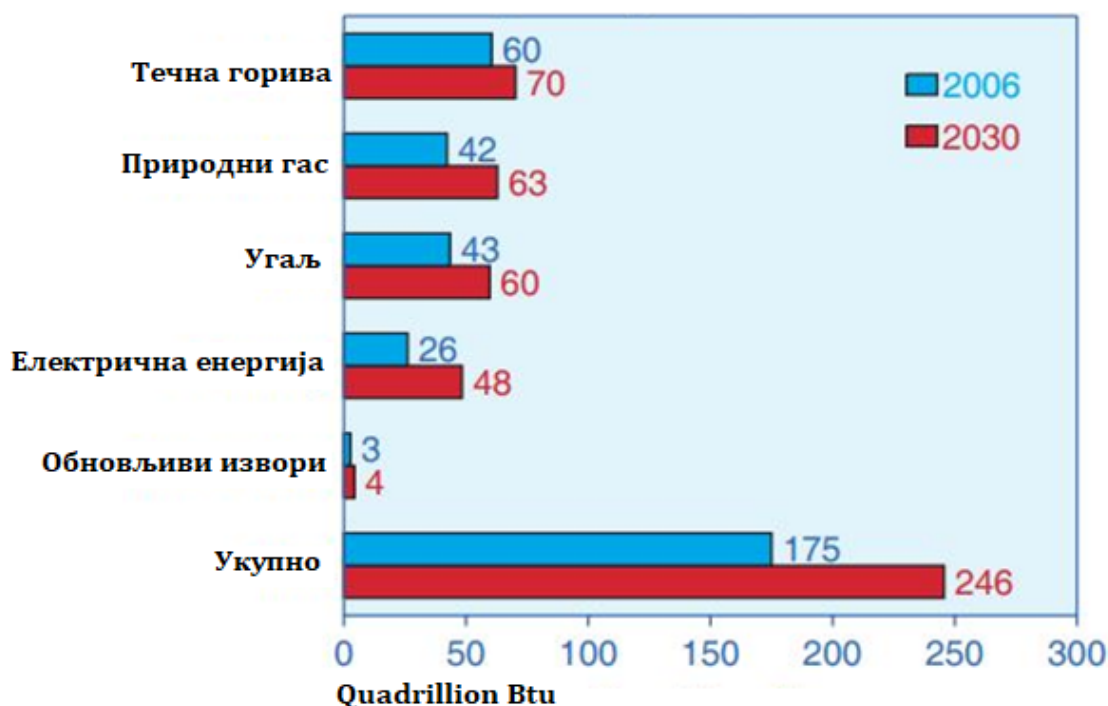
Слика 2. Пројекције потрошња енергије у индустријском сектору за земље у и ван „ОЦЕД“-а до 2030.

Од укупне произведене примарне енергије на глобалном нивоу, највише се троши у индустријском сектору 37%, више него у било ком другом [3]. Пројекције показују да ће у поређењу са 2006. годином [1,2], потрошња енергије у индустријском сектору расти за просечно 1,4% на годишњем нивоу у наредних 25 година.

2.1. Потрошња енергената у индустријском сектору

Око 80% данашње произведене примарне енергије на свету добија се из необновљивих извора енергије - фосилних горива [4], и то пре свега угља, нафте и гаса, који се користе у транспорту, за производњу електричне и топлотне енергије (когенеративна постројења), али и као покретачка снага у многим индустријским процесима. Употреба ових горива доводи до загађења животне средине и до

повећане емисије гасова са ефектом стаклене баште. Који енергент ће наћи примену у индустријском сектору директно зависи од његове цене али и од политичке, економске и пословне ситуације јер се претпоставља да ће индустријска предузећа одабрати њима најдоступнији енергент. Како су течна горива на светском тржишту скупља у односу на остале врсте, њихова употреба у индустријском сектору расте са стопом од свега 0,68% на годишњем нивоу. Смањени удео течних горива замену налази пре свега у електричној енергији чији се пораст потрошње процењује на 2,6% на годишњем нивоу до 2030. године [1]. На слици 3., приказана је потрошња енергената у индустријском сектору на глобалном нивоу [1].



Слика 3. Потрошња примарне енергије у зависности од врсте енергента у индустријском сектору на глобалном нивоу у 2006. са пројекцијама до 2030. године

Са слике се може јасно видети да, поред природног гаса чији ће пораст потрошње на основу процена износити 44%, очекује се и пораст потрошње електричне енергије за 85%, али ће угаљ и даље бити један од доминантних енергената са порастом потрошње од 37% до 2030. године. Алтернативу фосилним горивима треба тражити пре свега у обновљивим изворима енергије и енергетској ефикасности. Доношењем националних стратегија да се енергија користи на што ефикаснији начин као и постепено смањивање употребе фосилних горива а повећање производње енергије из обновљивих извора, представља пут којим би се савремено друштво требало кретати. Позитивне стране ефикасног коришћења енергије су добро познате и укључују: смањење потрошње енергената, повећање могућности за улагања у енергетску инфраструктуру, смањење зависности од фосилних горива, повећање конкурентности и већу корист код крајњих потрошача. Повећање енергетске ефикасности у индустријском сектору (максимално)

позитивно ће се одразити на животну средину. То се пре свега односи на смањење емисије CO₂ али и осталих гасова (CO₂, NO_x, CO) са ефектом стаклене баште, и позитивно ће утицати на смањења загађења на локалном нивоу [5].

Како би се постигло смањење емисије гасова са ефектом стаклене баште за 80-95% до 2050. [6] и како би се зауставиле климатске промене, индустријски сектор мора да на ефикаснији и рационалнији начин троши енергију и побољша енергетску ефикасност.

2.2. Енергетска ефикасност и начини за њено побољшане

Под појмом енергетске ефикасности подразумева се скуп организованих активности које се спроводе у границама дефинисаног енергетског система са циљем смањења потрошње улазне енергије, смањења емисије штетних гасова и трошкова енергије без утицаја на крајњи исход процеса. Сама дефиниција указује на сложеност проблема који произлази из потребе за повезивањем људи, поступака и технологија како би се постигла доследна и трајна побољшања у области енергетске ефикасности [7].

Енергетска ефикасност се односи на све што је повезано са начинима спречавања губитака енергије у систему. Губици се јављају у трансформацији, преносу и дистрибуцији енергије, као и код крајњих корисника. Иако смањење губитака у прве три категорије углавном зависи од доступних технологија, смањење губитака код крајњих корисника треба решити и техничким и нетехничким мерама. Често је могуће избећи непотребно трошење енергије бољом организацијом, бољим управљањем и променама навика крајњих корисника, које је најтеже постићи. Енергетску ефикасност треба сматрати континуираним процесом који укључује не само избегавање прекомерне потрошње енергије и минимизирање губитака, већ и праћење потрошње енергије како би се осигурало да њена потрошња увек буде што је могуће мања. Да би се побољшала енергетска ефикасност, неопходно је [8]:

- смањити прекомерну и непотребну потрошњу енергије
- смањити губитке енергије применом мера за побољшање енергетске ефикасности,
- надгледати и пратити потрошњу енергије,
- унапредити процесе рада и одржавања.

Енергетску ефикасност треба сматрати инструментом за постизање свеукупне привредне ефикасности, јер ће њено побољшање омогућити испуњење зацртаних циљева економског развоја и ублажиће климатске промене. На енергетску ефикасност треба гледати као на инструмент, а не као на циљ [9]. Примена мера енергетске ефикасности допринеће смањењу потрошње енергије, унапређења производње, смањења трошкова производње, повећавања продуктивности, смањења губитака, и неминовно смањењу негативних утицаја на животну средину изазвану повећаном емисијом гасова са ефектом стаклене баште.

Примена мера енергетске ефикасности позитивно ће се одразити и на глобално загревање које у највећој мери произилази из нерационалног коришћења енергије. Енергетска ефикасност представља низ испланираних процеса и спроведених мера чији је циљ употреба минималне количине енергије тако да производни капацитети остану непромењени и [10]. Њу не треба посматрати као уштеду, већ као рационално коришћење и управљане енергијом [10]. Побољшање енергетске ефикасности и смањење потрошње енергије може се постићи:

- енергетским управљањем,
- увођењем нових технологија и
- енергетском политиком.

2.2.1. Енергетско управљање и систем управљања

У општем смислу, енергетско управљање представља управљање енергетским токовима унутар неког система, као што је набавке енергената, преко процеса трансформације, процеса производње, све до финалног коришћења енергије. Енергетско управљање представља стратегију задовољавања енергетских потреба система када год и где год је то неопходно. Оно се може постићи прилагођавањем и оптимизацијом процедура и система који користе енергију тако да се смањи потрошња енергије по јединици производа или да се смање укупни трошкови производње система [11, 12]. Ако се овако дефинисано управљање енергетским токовима врши организовано и систематично, онда у систему постоји успостављен систем енергетског управљања [10]. Систем енергетског управљања је прописан Европским стандардом (EN16001) са циљем да се помогне компанијама да успоставе системе и процедуре потребне за побољшање енергетске ефикасности. Главни задаци енергетског управљања су:

- смањење трошкова/губитака у производњи (квалитет и квантитет производа остаје исти)
- могућност употребе нових технологија за рекулпацију енергије
- подизање свести и мотивације код запослених
- проширење и побољшање технике праћења процеса
- успостављање и имплементација нових процедура, начина рада итд.
- смањење утицаја на животну средину

2.2.2. Увођење нових технологија

Употребом нових технологија ствара се огроман потенцијал за смањење потрошње енергије у индустрији. Енергетска ефикасност се може повећати, а потрошња примарне енергије смањити увођењем нових технологија и доношењем одговарајућих мера које се огледају у:

- повећању степена корисности котлова,

- коришћењу повратног кондензата и отпарка код парних котлова,
- тоplotној изолацији инсталација, судова под притиском, резервоара, размењивача,
- подешавању параметара сагоревања индустријских пећи и котлова,
- примени геотермалне енергије и тоplotних пумпи
- примени когенерације и тригенерације
- примени акумулатора топлоте
- коришћењу топлоте кондензације расхладних агрегата
- примени сувих хладњака
- примени фреквентних регулатора
- коришћењу обновљивих извора енергије
- увођењу система за рекуперацију отпадне топлоте.

2.2.3. Енергетска политика

Енергетска политика представља начин на који се одређени субјект (често државни) бави питањима везаним за проблеме енергетског развоја, укључујући производњу, расподелу и потрошњу енергије. Енергетска политика обухвата законске прописе, подстицаје за улагање, споразуме, смернице за очување енергије, опорезивање, стандарде у области енергетске ефикасности, међународне уговоре и друге технике јавне политике [13]. Енергетску политику треба развијати на начин да се може лако применити локално: у домаћинствима, јавним службама и предузећима. Бројни покушаји смањења потрошње енергије на глобалном нивоу до сада нису дали значајне и очекиване резултате [14-19]. Стога, промоција енергетске ефикасности захтева нове, иновативне приступе, чија је главна карактеристика флексибилност. То значи да енергетска политика треба да буде прилагодљива и иновативна и да је треба стварати, ревидирати и спроводити континуирано. Енергетска политика има веома битну улогу и у индустријском сектору са циљем што бољег искоришћења енергије и постизања већег степена енергетске ефикасности. У индустрији, енергетска политика се може посматрати као алат помоћу кога се развијају дугорочни стратешки планови који би покрили период од минимум 5 до 10 година, а крајњи циљ представља повећање степена енергетске ефикасности и смањење емисија гасова са ефектом стаклене баште. Енергетска политика не укључује само инжењере и менаџмент у индустрији, већ и владу, индустријска удружења, финансијске институције и сва остала релевантна удружења и институције. У свету, постоје бројни добри примери донесених енергетских политика и програма, чији су циљеви унапређење и постизање што боље енергетске ефикасности у индустријском сектору. Енергетска политика обухвата [20-25]:

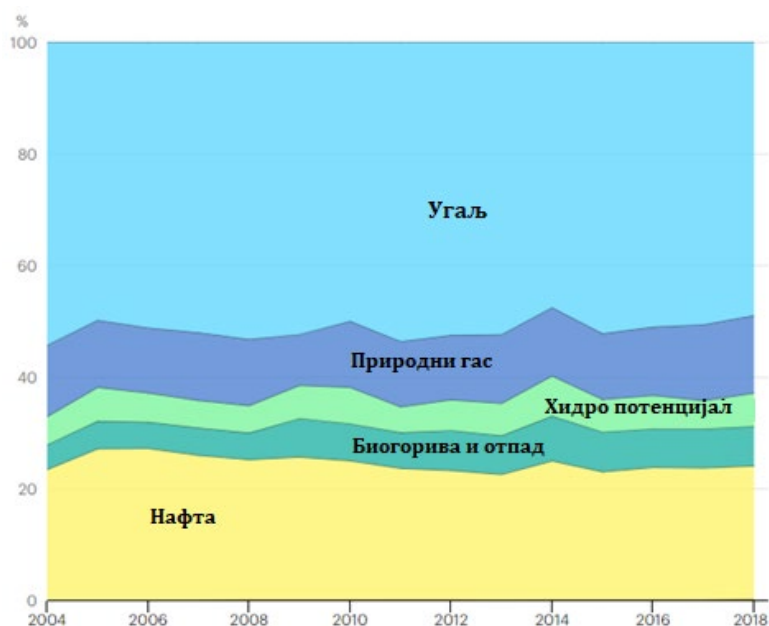
- регулативе
- стандарде

- фискалне политике
- уговоре
- циљеве и годишње извештаје.

2.3. Стратегија развоја и производња примарне енергије Републике Србије

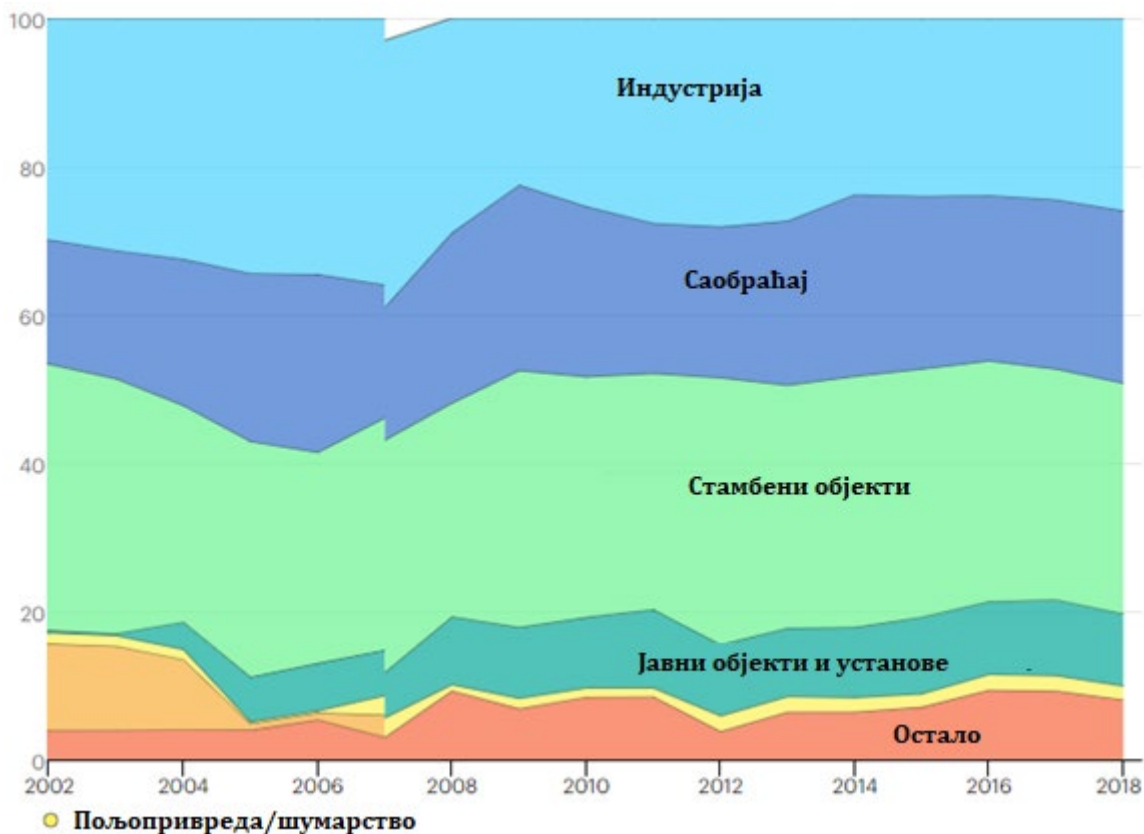
У времену продубљивања економске кризе изазване глобалном пандемијом, Република Србија се налази пред изазовом да на прави начин трасира дугорочни пожељни пут развоја привреде и друштва, и дефинише стратегију на којој ће се заснивати развојни пут у предстојећем периоду са пројекцијама до 2030. године. Стратешко позиционирање би требало да буде такво да се из ове кризе изађе са што мањим трошковима за наш индустријски и енергетски сектор, при чему за одрживи развој и убрзани економски и привредни раст, треба заузети што бољу позицију на светском тржишту.

Стратегијом развоја Републике Србије за период до 2025. године, са пројекцијама до 2030. године, предлаже се пут тржишног реструктурирања и технолошке модернизације индустријског и енергетског сектора. Стратешки приступ подразумева да се процеси у индустрији, привреди, држави, као и у животу грађана, одвијају уз ниже економске трошкове и виши степен социјалне и еколошке одрживости – виши стандард становништва уз смањење загађења и бољу заштиту животне средине [26]. Као и већина држава света, и Република Србија производњу примерне енергије заснива пре свега на коришћењу конвенционалних извора енергије (фосилних горива). На слици 4., приказана је структура производње примарне енергије у зависности од врсте извора, и то угља са уделом од 50,7%, нафте и њених деривата са 23,7% а затим следе природни гас и остали извори енергије [27].



Слика 4. Структура произведене примарне енергије у зависности од врсте енергента у периоду од 2004. до 2018.

Према досадашњим геолошким истраживањима, конвенционални извор енергије који је највише доступан у Србији је угаљ (око 80%), и то пре свега лигнит ниске калоричне моћи са уделом од 65%. Хидро-потенцијал великих река, које би омогућавале економичну производњу електричне енергије, мањи је од 10%. Удео осталих резерви које нису у експлоатацији (мали рудници угља, уљни шкриљац и мали хидро-потенцијали) а који би се могли активирати у кратком временском периоду, износи око 15%. Потрошња енергије по секторима приказана је на слици 5 [27]. На основу слике се може видети да се највише енергије троши на стамбене објекте а затим следи индустрија, транспорт, комерцијалне и јавне службе.



Слика 5. Процентуална потрошња енергије по секторима

2.4. Енергетска ефикасност и индустрија Републике Србије

Како је Република Србија једна од земаља потписница „Kyoto“ протокола, којим се обавезала на смањење емисије CO₂ али и осталих гасова са ефектом стаклене баште, примена мера енергетске ефикасност, повећање производње енергије из обновљивих извора, заштита животне средине, смањење утицаја климатских промена, представљају кључне кораке ка испуњењу задатих циљева.

Једно је сигурно, будући да је ефикасно коришћење енергије ствар од општег интереса а посебно је важно за борбу против климатских промена, у политику примене мера енергетске ефикасности треба увести све неопходне измене како би се уклониле тржишне баријере за спровођење и унапређење мера енергетске ефикасности [8]. Енергетску ефикасност одређује велики број малих и међусобно

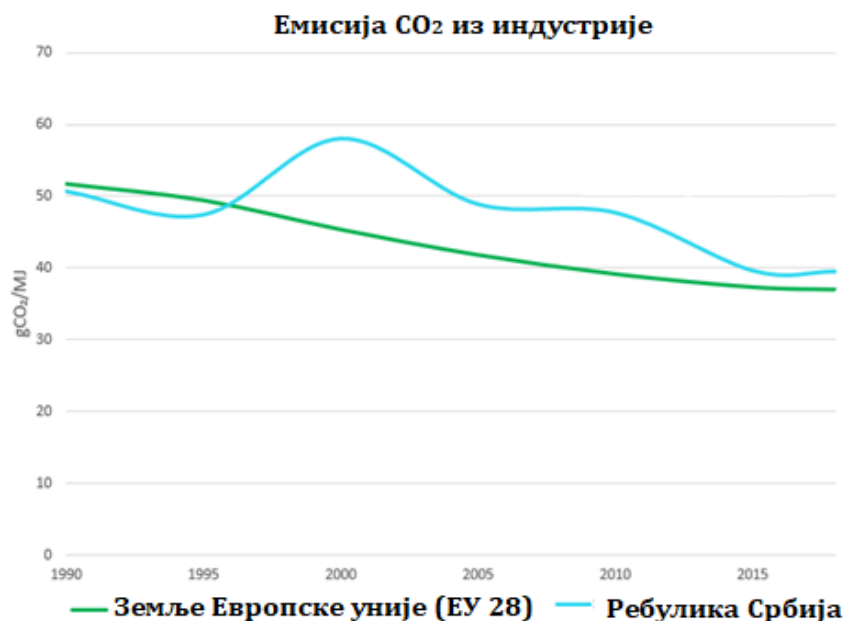
независних фактора. Из тог разлога не постоји идеалан енергетски показатељ на основу којег је могуће проценити енергетску ефикасност региона или целе државе. Инструменти енергетске политике за побољшање енергетске ефикасности треба да подстакну тржиште на већу ефикасност, али на такав начин да се постигну виши животни стандарди, чистија животна средина, конкурентнија индустрија и поузданије снабдевање енергијом. Поред тога, инструменти енергетске политике би требали бити у складу са стварним тржишним захтевима и прилагодљивији променљивим захтевима тржишта тако да се циљеви постижу на најбољи могући начин [28, 29]. Данас у Републици Србији постоје бројни документи који пружају детаљне анализе тренутне енергетске ситуације и достигнутог степена енергетске ефикасности и који такође предлажу мере за њено побољшање. Важност енергетске ефикасности у економском смислу је очигледна ако узмемо у обзир чињеницу да трошкови енергије обично чине 15-20% бруто домаћег производа [30]. Узимајући у обзир улогу коју има енергетска ефикасност, очигледно је да се морају преузети координирани кораци на свим нивоима - међународном, регионалном и националном - како би се обезбедило одговарајуће окружење за побољшање енергетске ефикасности.

Главни циљ индустријске производње савременог доба огледа се у смањењу потрошње енергије и њеном рационалном коришћењу и побољшању енергетске ефикасности. Неефикасна и ирационална индустријска производња у Републици Србији је директна последица примене старих технологија и опреме која је при крају животног века, погрешној енергетској стратегији, неодрживој енергетској политици и кашњењу при ревитализацији опреме и увођењу нових технологија. Због тога, унапређење енергетске ефикасности представља најбољи и најбржи начин да се повећа енергетска ефикасност индустријске производње, сниже цене готових производа и да се смањи зависности привреде од увоза енергената. Са врло малим улагањима, бољим избором енергената, бољом структурном организацијом, осавремењавањем индустријске опреме и процеса, увођењем савремених технологија и опреме, могу се остварити значајне енергетске уштеде и повећати енергетска ефикасност, што доводи до веће конкурентности индустрије на светском тржишту, убрзаног економског раста и развоја и до општег друштвеног благостања.

Да би се проценио достигнути степен енергетске ефикасности и енергетска ситуација Републике Србије, извршено је поређење енергетских параметара Републике Србије и земаља Европске уније (ЕУ 28) за период од 1990 до 2018 године. Један од индикатора који на најбољи начин може описати стање у индустријском сектору је количина емитованог угљен диоксида (CO_2) у атмосферу из индустријских процеса и постројења.

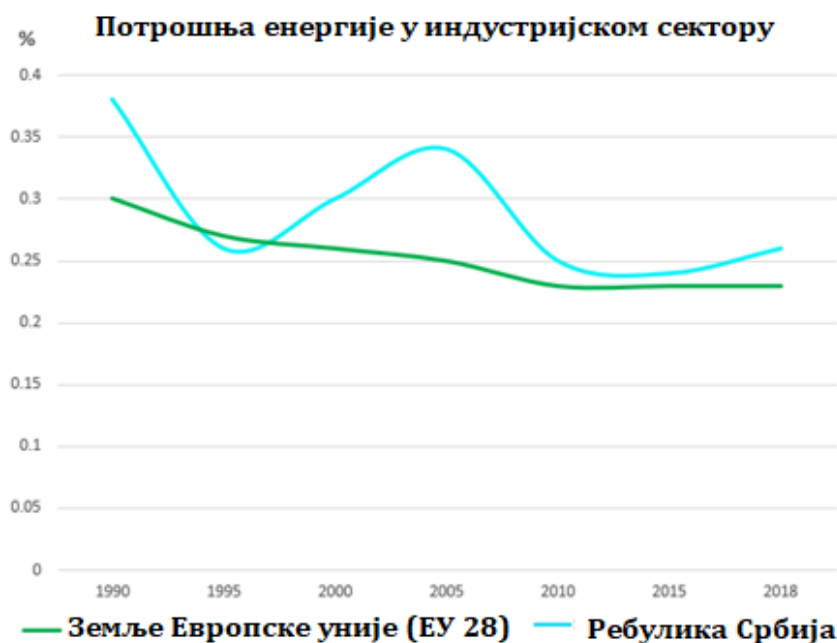
На основу слике 6., може се видети да је Република Србија значајно смањила емисију CO_2 у 2018. години и то за 27,65% у поређењу са 1990. годином, али у поређењу са земљама европске уније (ЕУ28) ипак постоји значајан раст емисије поготову у периоду између 2000-2010 године [27]. Иако се може рећи да је Република Србија напредовала у пољу индустријализације, ревитализације и енергетске ефикасности, у поређењу са земљама ЕУ28, приметан је раст емисије

која није последица економског раста и развоја, већ смањења енергетске ефикасности, прекомерне и нерационалне потрошње енергије и недовољне или скоро никакве употребе обновљивих извора енергије.



Слика 6. Количина емитованог угљен диоксида у gCO₂/MJ за период од 1990-2018. године за земље ЕУ28 и Републику Србију

Други битан индикатор који описује стање у индустријском сектору јесте потрошња енергије. Упоредна анализа потрошње енергије у индустријском сектору Републике Србије и земаља чланица ЕУ28 приказана је на слици 7.



Слика 7. Потрошња енергије у индустријском сектору од 1990-2018. године за земље ЕУ28 и Републику Србију

Са слике 7., се може се видети да је потрошња енергије у индустријском сектору у Републици Србији, после динамичних осцилација у периоду од 1990-2010. године и на даље, значајно виша у односу на земље ЕУ28 [27]. Ово представља још један доказ који иде у прилог нерационалној потрошњи енергије и о ниском степену енергетске ефикасности индустријског сектора.

На основу анализе енергетских показатеља и њиховог упоређивања са показатељима земаља ЕУ 28, може се закључити да су резултати постигнути у унапређењу енергетске ефикасности у Србији врло скромни. У циљу уштеде енергије од 9% до 2020. године а услед недостатка природних ресурса и све веће зависности од увоза горива и енергије, Република Србија у циљу побољшања енергетске ефикасности преузела је следеће кораке:

- Први корак обухвата доношење националног акционог плана за енергетску ефикасност (НЕЕАП), чији је главни задатак повећање енергетске ефикасности и примена обновљивих извора енергије. За реализацију овог плана потребно је објединити истраживачке, инжењерске и законодавне активности у циљу проучавања, развоја и примене нових технологија и метода, као и пренос већ доказаних и примењених технологија и метода из развијених земаља света, представљања студија о изводљивости, и енергетских и економских анализа реалних индустријских система. Акциони план морао да се позабави и проблемом недостатка новца и улагања у индустрији, да финансијски потпомогне истраживања, увођење нових енергетски ефикасних технологија, метода и опреме, како би се подстакла њихова већа примена.
- Поред националног акционог плана за енергетску ефикасност, други корак обухвата оснивање агенције за енергетску ефикасност Републике Србије (СЕЕА). Главни задаци Агенције се односе на: утврђивање могућности за унапређење енергетске ефикасности у индустрији, саобраћају, грађевинарству и осталим под секторима, подстицање животне и радне средине на енергетски ефикасно и рационално понашање, доношење економских и финансијских предлога за подстицање на примену мера енергетске ефикасности и коришћења обновљивих извора енергије, развој техничких стандарда, дефинисање ценовне политике, пореза и путарина итд.

На основу свеопште анализа тренутне ситуације може се закључити да предузети кораци не дају жељене резултате у погледу смањења потрошње енергије у Републици Србији. Мора се разумети да се мере енергетске ефикасности не могу саме од себе примењивати и спроводити и да је неопходно укључивање свих чинилаца како би се постигао жељени циљ, а то је смањење потрошње енергије и побољшање енергетске ефикасности индустријског сектора.

ПОГЛАВЉЕ

3

**ПОТЕНЦИЈАЛИ ЗА ПОБОЉШАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ
ЕФИКАСНОСТИ РОТАЦИОНИХ ПЕЋИ**

Ротационе пећи су уређаји који се примењују у готово свим процесима у којима је неопходно да се улазна сировина подигне на високу температуру у континуираном процесу [31]. Примењују се: у производњи, термичкој обради, калцинацији, инсинерацији и пиролизи. Најзначајнија им је улога [32] у производњи цемента, а јако важна: у калцинацији доломита при производњи магнезијума, производњи ватросталних материјала, алуминијума, активног угља, хране итд. О важности ових уређаја сведочи чињеница да је светска производња цемента и клинкера повећана за више од 240 % у првих 20 година 21. века [33,34].

У наредним под поглављима биће спроведена анализа поступка и обима производње у Републици Србији и у свету две најдоминантније гране индустрије у којима су технолошки процеси незамисливи без ротационих пећи, и њихов утицај на животну средину. То су цементна и индустрија обојених метала односно процес производње магнезијума, као енергетски најинтензивнији индустријски процеси. На крају поглавља, представљени су потенцијали за побољшање енергетске ефикасности ротационих пећи.

3.1. Цементна индустрија

Цементна индустрија представља изузетно битну карику у одрживом економском развоју а чак се може и сматрати окосницом развоја многих земаља. Она је једна од енергетски најинтензивнијих индустрија на свету. Потрошња енергије у цементној индустрији се процењује на готово 5% од укупне светске потрошње енергије у индустријском сектору. Просечна потрошња специфичне енергије по тони цемента износи око 2,95 GJ за технички напредне процесе, док у појединим земљама (на пример Кина) потрошња енергије премашује 5 GJ по тони. Највећи произвођачи цемента су Кина, са производњом од 2,2 милијарде t, затим следи Индија са 340 милиона t, Вијетнам са 96 милиона t и Сједињене Америчке Државе са 90 милиона t [35].

Шематски приказ типичног постројења за производњу цемента дат је на слици 8. [36], на којој су приказане и појединачне фазе у поступку производње цемента. Општа технолошка шема производње тзв. портланд цемента, која укључује све фазе и поступке од ископавања сировине до готовог производа, може се поделити у следећих осам фаза:

- ископавање сировине
- дробљење, уситњавање и мешање сировине
- складиштење сировинске смеше
- производња клинкера
- складиштење клинкера
- млевење клинкера у цементи прах
- складиштење цемента у прихватне силосе
- цакирање и дистрибуција.

Посебна пажња биће посвећена 4. фази производње, тзв. фази печења сировинске смеше односно процесу производње клинкера која се одвија у ротационим пећима.



Слика 8. Шематски приказ типичног постројења за производњу цемента

3.1.1. Поступак производња клинкера⁶

Поступак производње цементног клинкера обухвата низ процеса и реакција разлагања и синтезе, и одвија се у широком температурном распону. Из сировинске смеше се у температурном опсегу од 50-900 °C одстрањује вода. Прво се механички везана вода избацује из сировинске смеше у температурном опсегу 50 – 100 °C, а затим на температури од 100 – 300 °C и хемијски везана вода. Процеси дехидратације (хемијске реакције које доводе до губитка воде из молекула) и дехидроксијације (хемијске реакције које доводе до издвајањем хидроксилне, -ОН групе из органског једињења) глинених супстанци се одвијају на температурама изнад 200 °C. У зависности до врсте глинених минерала који су заступљени у сировинској смеси процеси дехидратације и дехидроксијације се одвијају у различитом температурном опсегу.

⁶ Преузето и прилагођено са: <https://cis.org.rs/sr-lat/o-cementu/savremena-proizvodnja-pc>

Процес термичке дисоцијације (процес разлагања молекула на атоме и групе атома) карбоната одвија се на температурном опсегу од 900 – 1100 °C где долази до разлагања кречњака (CaCO_3), доломита ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$) или магнезита (MgCO_3).

Прве реакције стварања клинкер минерала односно цементног клинкера одвијају се на температури од 1000-1200°C и настају као последица хемијских реакција између оксида из глине (SiO_2 , Al_2O_3 и Fe_2O_3) и калцијум оксида (CaO) из кречњака. Због присутних топитеља и минерализатора процеси разградње (синтезе) клинкер минерала започињу на температурама вишим од 700 °C. На слици 9., приказан је изглед цементног клинкера након завршене четврте фазе, фазе печења сировинске смеше.



Слика 9. Цементни клинкер

Процеси синтезе се одвијају тако:

- да већ на температури испод 800 °C ствара се $\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$ а могућа је и појава $\text{CaO} \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$
- стварање $\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ започиње на температури између 800 – 900 °C, који се на температури од око 1000 °C трансформише у једињења које садржи већу количину калцијум оксида (CaO)
- на температури од 900 – 950 °C ствара се $5\text{CaO} \cdot 3\text{Al}_2\text{O}_3$ који се у овом облику може наћи у цементном клинкеру
- на температури од 950 – 1200 °C настаје $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ који се у овом облику такође може наћи у цементном клинкеру
- на температури од 1200 – 1300 °C настаје $3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$ који прелази у алуминат феритну фазу $4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$

- на температури од око 1260 °C долази до појаве почетног растапања
- на температури од 1260 - 1450 °C (фаза синтеровања) формира се $3\text{CaO}\cdot\text{SiO}_2$ који представља главни и основни клинкер минерал.

Равнотежно стање у зони синтеровања успоставља се при температурама до и изнад 1450 °C. Трајно равнотежно стања постиже се наглим и што је могуће бржим хлађењем, посебно у температурном опсегу од 1450 °C до 1250 °C. Након достизања трајног равнотежног стања и хлађења, чиме је очуван минерални састав, клинкер се складишти у прихватне силосе. Након складиштења а пре процеса млевења, неопходно је да произведени клинкер одстоји одређено време, како би преостали креч (CaO_{sl}), кога можда још увек има у одређеним количинама, хемијски реаговао са угљендиоксидом и влагом из ваздуха.

Портланд цемент који представља крајњи производ се добија млевењем добијеног клинкера коме се додаје 2 - 4% гипса, а процес млевења и мешања се одвија у челичним кугличним млиновима. Гипс се додаје са циљем добијања одговарајућег временског интервала везивања добијеног цемента. У поступку млевења а у циљу добијања тзв. цемента са додацима, поред гипса, клинкеру се могу додати кречњак, природни и индустријски пуцолани⁷, згура из високих пећи итд.



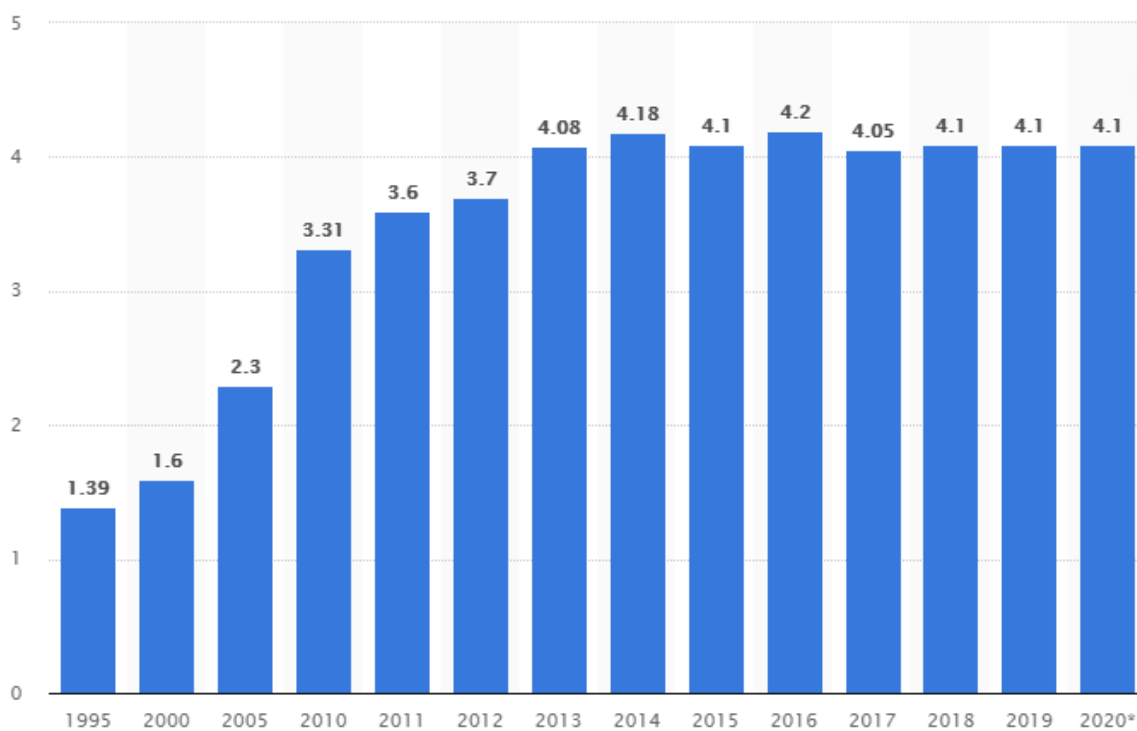
Слика 10. Куглични млин за млевење клинкера

⁷ Песковити вулкански пепео

3.1.2. Светски обим производње цемента

У периоду од 1995. до 2014. расла је потреба за цемента. Последњих година производња се одржава константно на око 4.1 милијарду тона. На крају 2012. године, укупан број постројења за производњу цемента износио је 5673, од чега је њих 3900 било на територији НР Кине, која је уједно и највећи потрошач цемента. У 2012. години у НР Кини потрошња је износила 2,16 милијарди тона, што је у том моменту чинило готово 58% укупне светске производње. У периоду од 2020. до 2030. године очекује се умерени раст годишње производње цемента. На основу спроведених анализа и прикупљених података, производња цемента ће у НР Кини имати тенденцију дугорочног опадања, али се повећање производње очекује у Африци, Индији и другим азијским земљама у развоју.

Укупан светски обим производња цемента у периоду од 1995. до 2020. године приказана је на слици 11. [36].

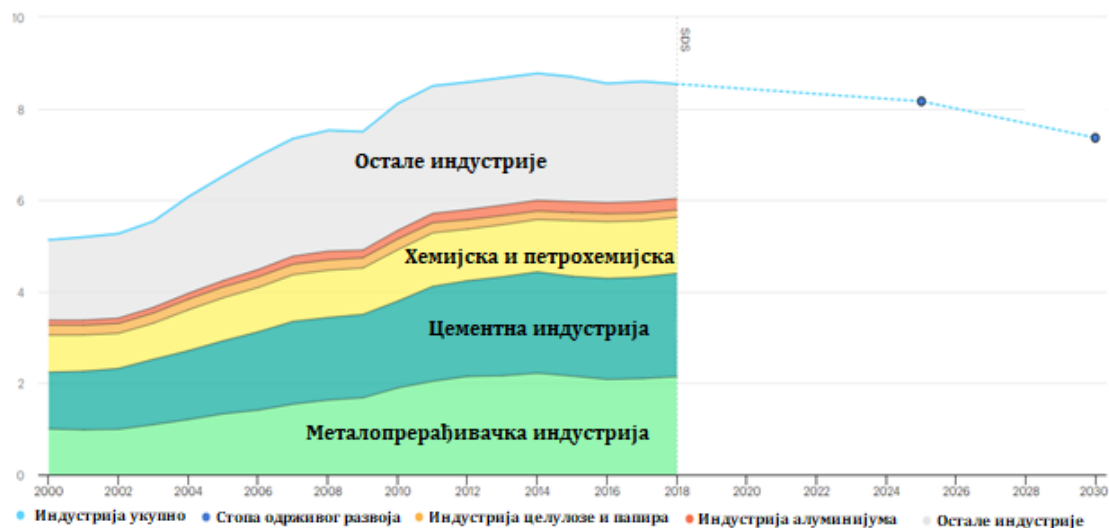


Слика 11. Укупан обим производње цемента на глобалном нивоу у тонама

3.1.3. Утицај цементне индустрије на животну средину

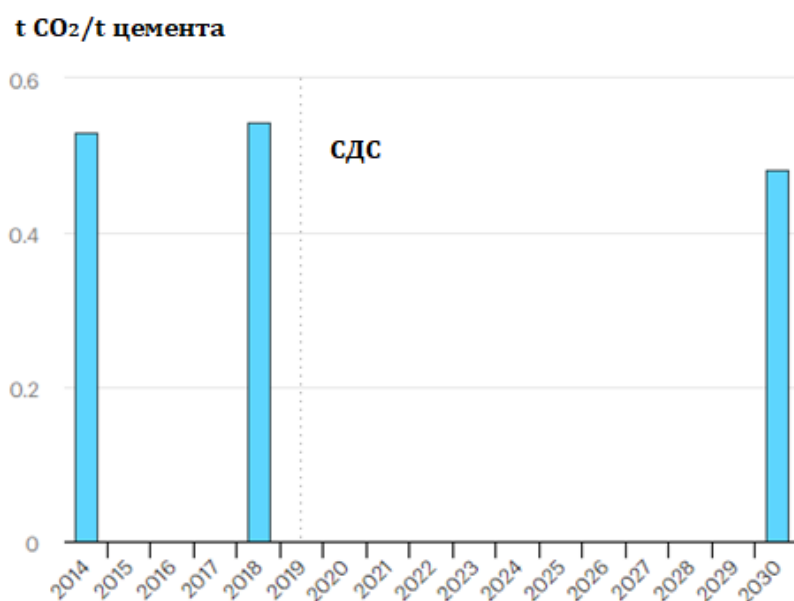
Као једна од енергетски најинтензивнијих грана индустрије, цементна индустрија се налази на трећем месту по емисији гасова са ефектом стаклене баште. Између 5-7% укупне емисије CO₂ потиче из постројења за производњу цемента. Око 60% емитованог угљендиоксида (CO₂) се добија из хемијских реакција а преосталих 40% услед процеса сагоревања горива [37]. На сваких 1000 kg добијеног цемента у атмосферу се ослободи готово 900 kg угљендиоксида. Цементна индустрија, без које не би био могућ развој других грана индустрије пре свега грађевинске, оставља трајне последице на животну средину у свакој фази производње. Емитују се велике

количине прашине, гасова и стварају се прекомерна бука и вибрације током рада постројења, али и током минирања у каменоломима. Наведене појаве остављају трајне последице како на локалном тако и на глобалном нивоу. На слици 12., приказана је емисија угљендиоксида из различитих грана индустрије са пројекцијама до 2030. године [38]. Са слике се може уочити да поред металопрерађивачке, цементна индустрија је на другом месту по емисији угљендиоксида (CO_2). Затим следе хемијска и петрохемијска индустрија, и остале неинтензивне индустрије као што су прехранбена, текстилна и рударска.



Слика 12. Емисије угљендиоксида из различитих грана индустрије са пројекцијама до 2030. године

На слици 13., приказана је емисија угљен диоксида из цементне индустрије са пројекцијама до 2030. године [39].



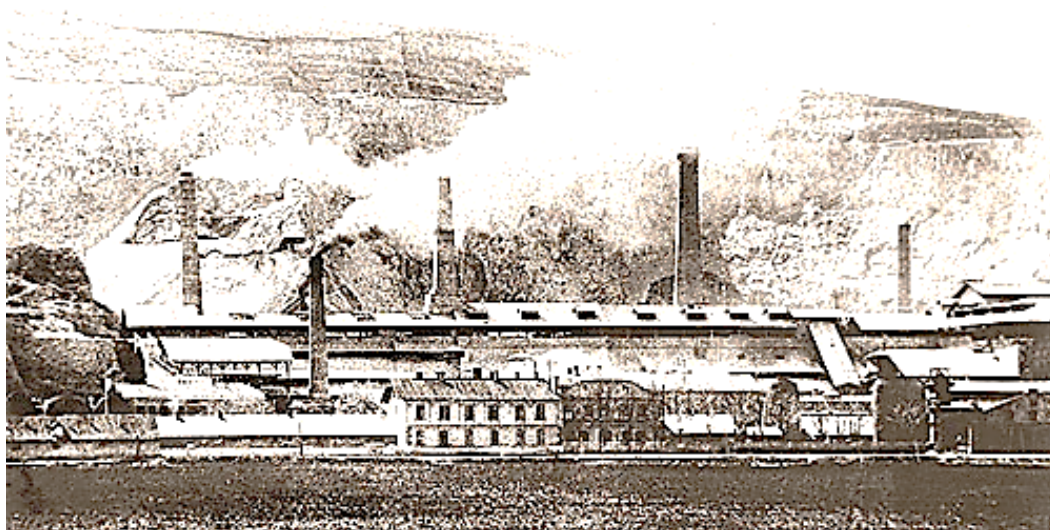
Слика 13. Емисија CO_2 из цементне индустрије са пројекцијама одрживог развоја (СДС) до 2030. године

У односу на 1970-ту, у земљама чланицама Европске уније, специфична потрошња енергије при производњи тоне цементног клинкера смањена је за приближно 30%. Ово смањење потрошне примарне енергије еквивалентно је количини од 11 милиона тона угља на годишњем нивоу, и узрокује смањење емисије угљендиоксида за готово 5%. У периоду од 2014 до 2018. године, емисија гасова је повећавана просечно за 0,5% на годишњем нивоу. Да би достигла пројектовани ниво за 2030. годину, емисија угљендиоксида би морала да се смањује за 0,8% на годишњем нивоу, у односу на 2018. годином.

3.1.4. Цементна индустрија у Србији

3.1.4.1. Историјат настанака и развоја⁸

За почетак производње цемента на нашим просторима узима се 1839. година када је за изградњу моста између Будима и Пеште први пут употребљен беочински лапор. Почети индустријске производње цемента везују се за 1855. годину. Већ од 1860. у Беочину је постојала и друга фабрика. Након светске изложбе у Паризу 1867. на којој је први пут представљен такозвани „портланд“ цемент, уследила је модернизација производње у цементарама.



Слика 14. Беочинска цементара у XIX веку

Након спајања цементара, основано је предузеће под називом Унија беочинских фабрика цемента „Redlić, Ohrenstein и Spietzer“. Клинкер у цементари у Поповцу се производио у јамастој пећи, млеко у воденици поточари а за почетке производње се узима 1869.-та година.

⁸ Преузето са <https://cis.org.rs/sr-lat/o-cementu/nastanak-i-razvoj-cementne-industrije-srbije>

3.1.4.2. Прва половина 20 века

Цементара у Поповцу је већ 1903. производила 700 тона цемента годишње. Клинкер се производио из две вертикалне пећи а нове млинове су покретале парне турбине чиме је дневна производња била повећана на 25 тона "роман" и "портланд" цемента. Године 1904., у Беочину се наставља модернизација производње а капацитет цементаре износио је 600 t „портланд“ и 150 t „роман“ клинкера.

Прва ротациона пећ постављена је 1913. године у цементари у Поповцу чије капацитет износио 20.000 t цемента годишње, који је транспортован ново изграђеном пругом до Параћина.



Слика 15. Фабрика цемента у Поповцу у првој половини XX века

Развојни пут Беочинска цементара наставља 1926. када је на тржиште пласиран цемент „специјал“ а у циљу постизања бољег квалитета цемента 1930.-те настављена је модернизација производње све до почетка Другог светског рата када цементара престаје са радом. За разлику од Беочинске, цементара у Поповцу је пред почетак и током Другог светског рата производила 44.000 t цемента годишње.

3.1.4.3. Друга половина 20 века

Након завршетка Другог светског рата, 1946. цементара у Поповцу је национализована а већ 1956. је основана нова фабрика под називом "Нови Поповац". Крајем 1970.-тих, увођењем нове технологије у процесу производње, цементара у Поповцу достиже обим производње од 700.000 t цемента годишње, а већ 1981., након пуштања у рад још једне ротационе пећи, обим производње је премашивао 1.000.000 t цемента [40].

Прва ротациона пећ у Беочинског цементари је пуштена у рад 1960-те а у периоду између 1968. и 1970. постављена је и друга пећ. Годишњи обим производње износио је готово 1.000.000 t цемента.

Након геолошких истраживања 1970.-те, у непосредној околини Косјерића, донета је одлука о изградњи нове цементаре. Она је започета 1971. а производња цемента је отпочела 1976. године. Годишњи обим производње првих година износио је око 250.000 t а током 1980.-тих достиже 400.000 t цемента.

Распад државе, ратови и међународних санкција са почетка 1990.-тих па све до 2000. тих, негативно су се одразиле на даљи развој цементне индустрије али и привреде наше земље.

3.1.4.4. Производња у 21. веку

Нова ера развоја цемента индустрије у Србији започиње 2002. године. Беочинску цементару преузела је француска компанија Лафарж (Lafarge). Извршена су улагања у циљу модернизације фабрике, повећања производње, унапређења заштите животне средине и побољшање енергетске ефикасности. Исто је урађено и у цементарама у Поповцу и Косјерићу, које су постале део групација Холцим (Holcim Auslandbeteiligungs GmbH) и Титан (Titan Cement Company S.A.).



Слика 16. Цементара Беочин у XXI веку

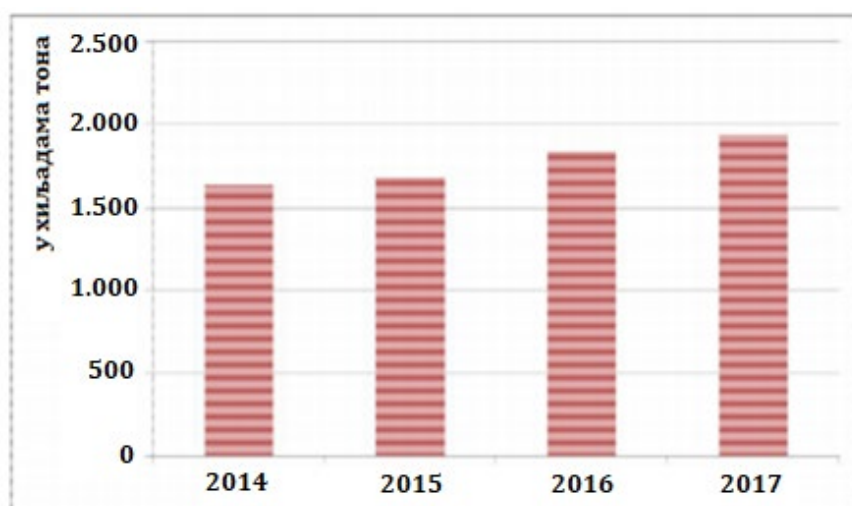


Слика 17. Фабрика цемента у Поповцу



Слика 18. Фабрика цемента у Косјерићу

Обим производње цемента у Републици Србији у периоду од 2014.-2017. године приказан је на слици 19.



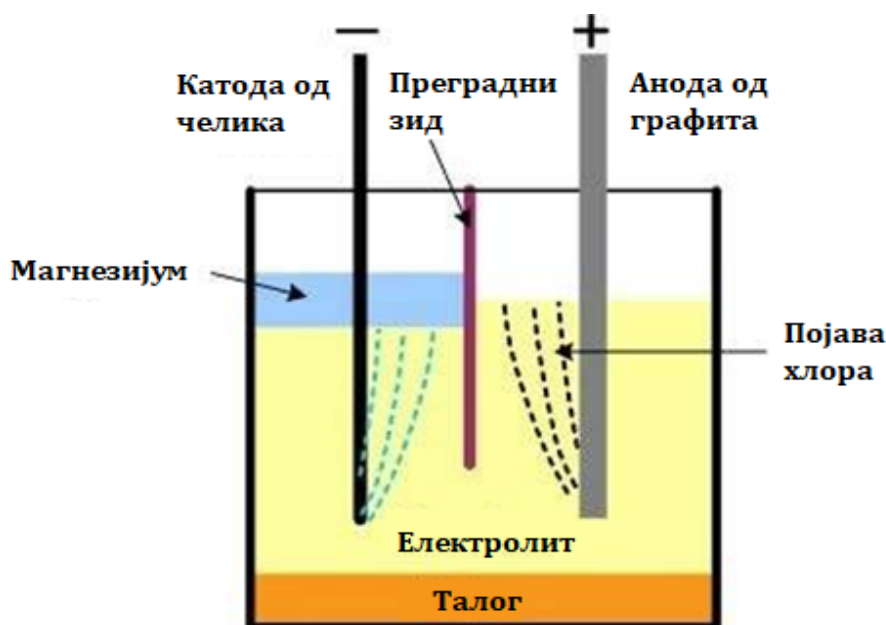
Слика 19. Обим производње цемента у Србији у периоду од 2014.-2017. године

У Републици Србији у кретању обима производње цемента у периоду од 2005. до 2017. године могу се уочити три периода. У периоду од 2005. до 2008. године забележен је убрзани раста производње услед снажне инвестиционе и укупне привредне активности. Због економске кризе, већ у првој половини 2009. потражња за цемента нагло је опала и тренд стагнације и опадања производње се задржао све до краја 2013. године. Трећи, који обухвата 2014. и 2015. годину, указује на постепени опоравак. У 2014. и 2015. години тренд у производњи и потрошњи цемента се мења. Пораст производње цемента се наставио и током 2016. године и износио је 9,9 % више у односу на 2015, када је забележена производња од 1,8 милиона тона цемента на годишњем нивоу. Потрошња цемента у 2016. години износила је 1,92 милиона тона, што представља раст од 8,47 % у односу на 2015. годину [41].

3.2. Индустија магнезијума

Поред цементне индустрије, ротационе пећи велику примену налазе и у процесу производње магнезијума. У елементарном стању (као метал) се не може наћи у природи јер је веома реактиван, и чини око 13% укупне масе планете Земље. У облику металног праха гори уз карактеристичан блештећи бели пламен, и један је од састојака за пиротехничке справе и ракете. Највећи део произведеног металног магнезијума у свету добија се од природних минерала као што су доломит ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$) и магнезит (MgCO_3). Доломит је седиментна стена и минерал који се састоји од кристала калцијум и магнезијум карбоната уз незнатне примесе гвожђа и мангана. Као метал, магнезијум је присутан и у морској води са концентрацијом од минимално 0,13 % у облику магнезијум хлорида (MgCl_2), као и на дну сланих језера или подземним налазиштима минералних соли. Метални магнезијум се може произвести различитим поступцима а највише примењивани су електролитички и поступак тзв. термичке-редукцију, и то „MagneTherm“, и у последње време „Pidgeon⁹“ поступак. Разлика између последња два наведена поступка се огледа пре свега у величини пећи и реторти односно у количини произведеног металног магнезијума.

Шематски приказ електролитичког поступка добијања металног магнезијума приказан је на слици 20.

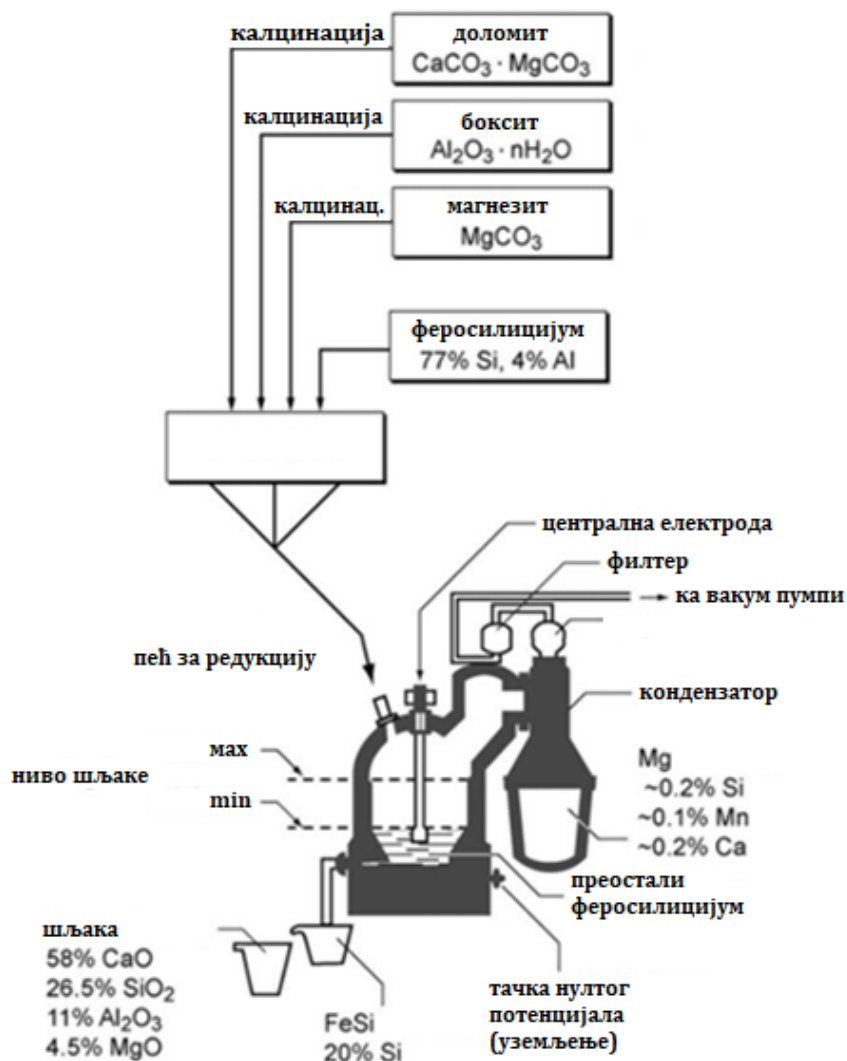


Слика 20. Електролитички поступак добијања металног магнезијума

Помоћу електролитичког поступка се на температури између 655°C и 720°C путем електролизе из растопљеног магнезијум хлорида издваја магнезијум са једне

⁹ Lloyd Montgomery Pidgeon – Канадски хемичар који је развио поступак производње металног магнезијума

и хлор са друге стране. Почетна сировина, магнезијум хлорид, се добија из морске и воде сланих језера или из минерала карналита ($\text{KMgCl}_3 \cdot 6(\text{H}_2\text{O})$), при чему се испаравањем мора одстранити вода. Након поступка, добијени растопљени метални магнезијум се излива у калупе тзв. инготе¹⁰, а хлор се користи као сировина при производњи полимера, нпр. ПВЦ-а. Слика 21. приказује поступак добијања металног магнезијума поступком термичке редукције.



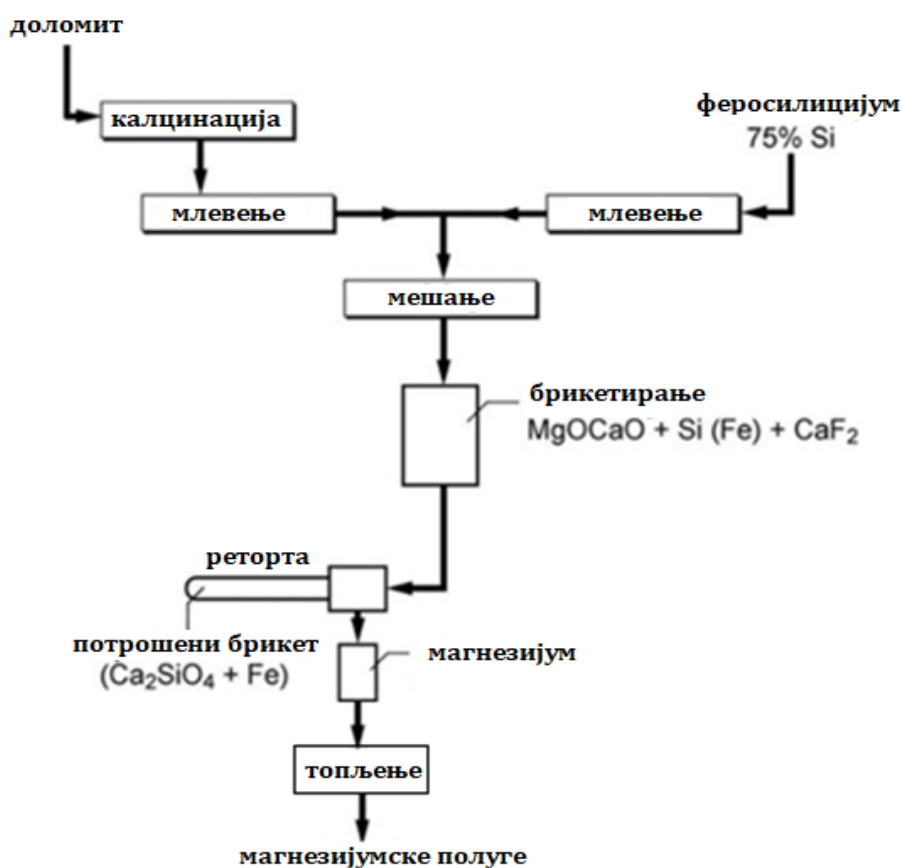
Слика 21. Шематски приказ „MagneTherm“ поступка добијања металног магнезијума

Код поступка „MagneTherm“, примену су нашле ротационе пећи великих дужина, у којим се након калцинације руде са високим садржајем магнезијума (магнезит и доломит) добијени калцинат меље у фини прах. Калцинација

¹⁰ Комад метала који се добије изливањем метала у калупе одговарајућег облика, најчешће дебеле шипке и полуге.

представља процес у коме се загревањем на високу температуру из сировине (карбонатни минерал) ослобађа угљендиоксид (CO_2). Након калцинације, добијеном праху се додају редукциона средства и катализатори, и тако добијена смеша загрева на температуру до $1200\text{ }^\circ\text{C}$ у вакуумској комори. Након испаравања и кристализације, добијају се кристали металног магнезијума који се хемијски и механички чисте, претапају у калупе (инготе) и шаљу на даљу обраду.

У последње време, „Pidgeon“ је најчешће примењивани поступак за добијање металног магнезијума због нижих капиталних трошкова и технолошки једноставне производње. Класичан „Pidgeon“ поступак користи хоризонталне пећи, реторте малог капацитета и одликује се високом потрошњом енергије и ниском продуктивношћу. Код технолошки унапређених варијанти овог поступка примену су нашле вертикалне пећи и реторте које су ефикасније са аспекта потрошње енергије и продуктивности. Слика 22., приказује фазе процеса производње металног магнезијума „Pidgeon“ поступком.



Слика 22. Шематски дијаграм „Pidgeon“ поступка

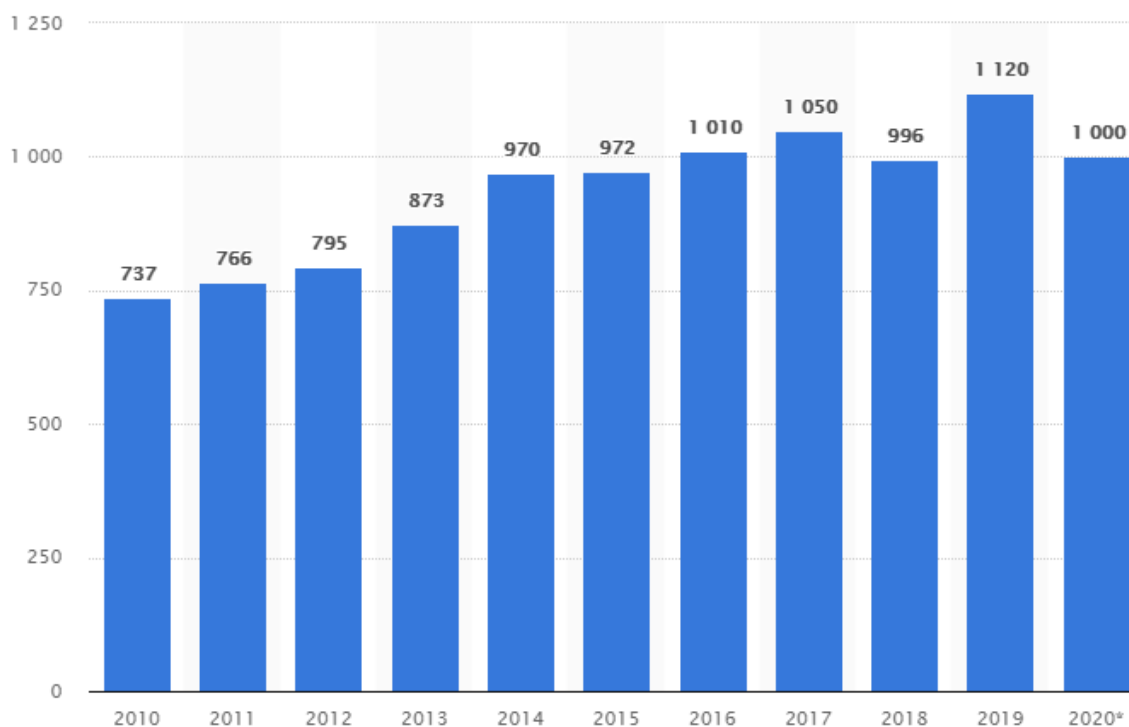
Код „Pidgeon“ и „MagneTherm“ поступка, као средство за редукцију користи се феросилицијум¹¹ док се као катализатор користи калцијум флуорид (CaF_2). Може

¹¹ Легура гвожђа и силицијума са масеним уделом силицијума између 15-90%

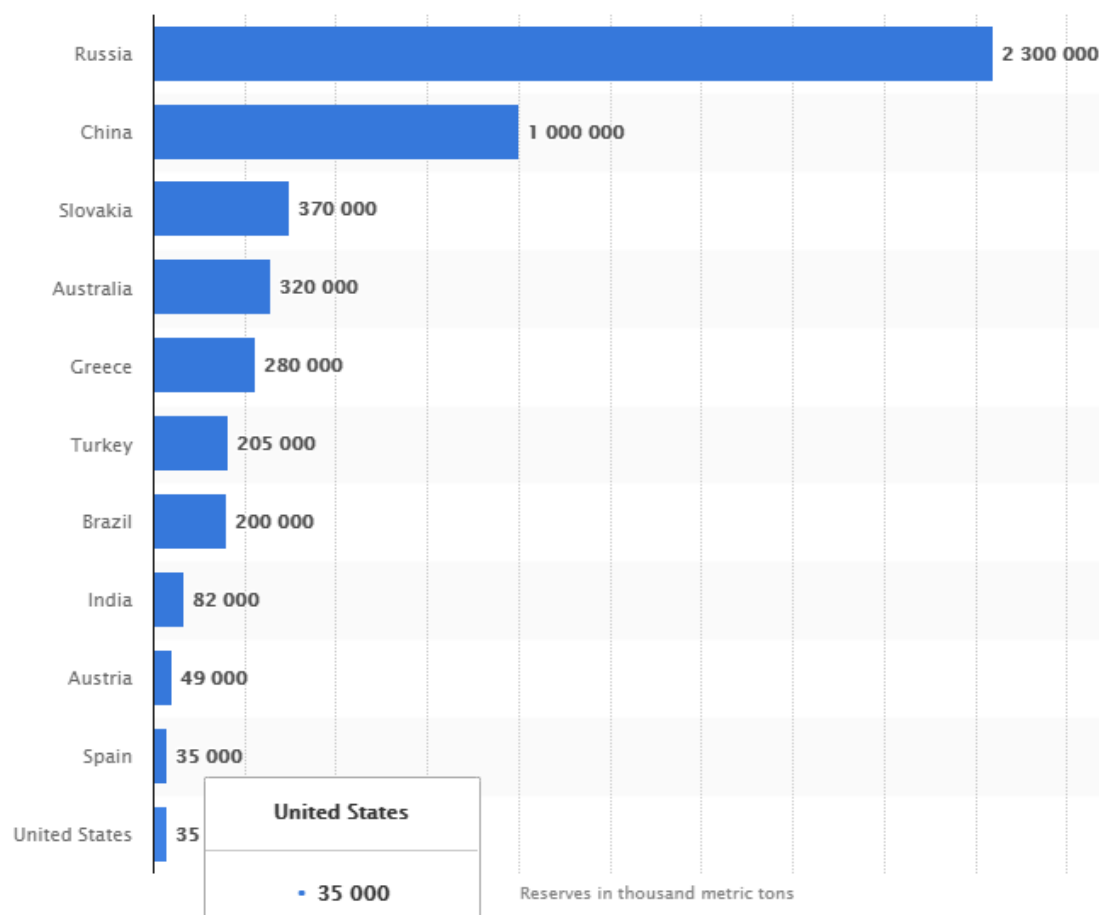
се добити метални магнезијум високе чистоће који се сакупља у кондензатору који се налази са спољне стране пећи.

3.2.1. Светски обим производње металног магнезијума

Светски обим производња металног магнезијума је готово удвостручен у поређењу са 2000-том. Највећи произвођачи металног магнезијума су НР Кина, Америка, Израел, Бразил, Русија, Казахстан и Турска. У последње време, нова постројења се граде и у Малезији, Јужној Кореји и Ирану док тзв., „пилот“ постројења су изграђена у Аустралији и Канади. НР Кина је 2020.-ту годину завршила са производњом од 18 милиона тона металног магнезијума, што чини готово 78% укупних светских потреба. Затим следе Русија и Бразил, а највеће резерве руде магнезита на свету има Русија са процењеном количином од 2,3 милијарде тона. Слика 23., приказује светски обим производња металног магнезијума [42], а слика 24., приказује светске резерве руде магнезита у хиљадама тона [43].



Слика 23. Укупне светске количине произведеног металног магнезијума у периоду од 2010. до 2020. године

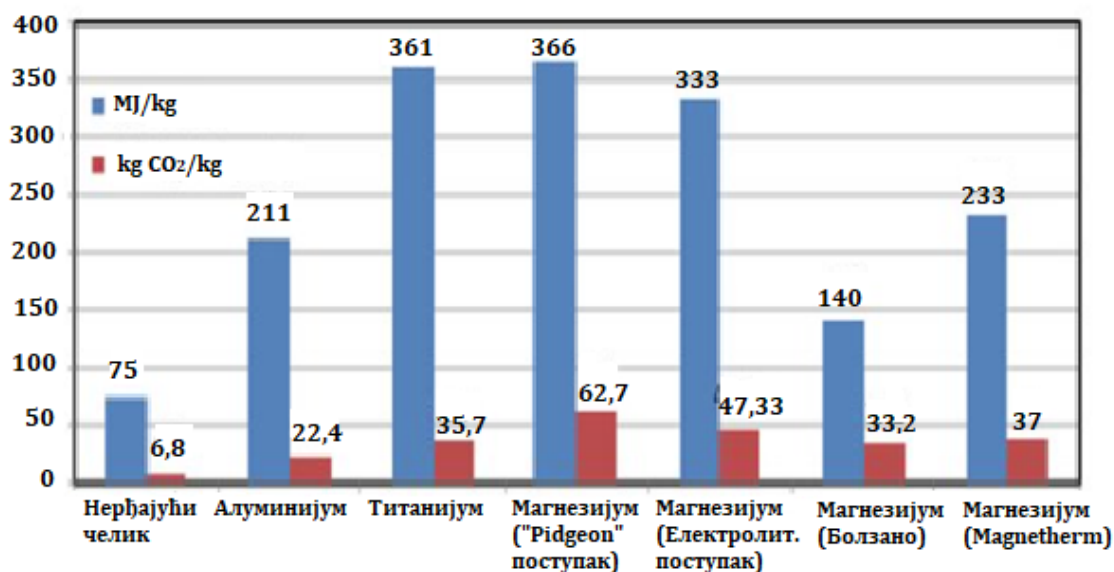


Слика 24. Светске резерве руде магнезита хиљадама тона

3.2.2. Утицај индустрије магнезијума на животну средину

Као једна од енергетски најинтензивнијих грана индустрије поред цемента, индустрија магнезијума има значајан утицај на животну средину, односно емисија гасова са ефектом стаклене баште није занемарљива. Како је НР Кина највећи произвођач металног магнезијума на свету, и како задовољава готово 78% укупних светских потреба, битно је напоменути да се 95% производње обавља по тзв., „Pidgeon“ поступку. То је поступак кога одликује велика потрошња енергије и ниска продуктивност. НР Кина, као главно погонско гориво у процесу производње металног магнезијума, користи угаљ ниске калоричне моћи који садржи велике концентрације сумпора. Процењена количина емитованих гасова који изазивају ефекат стаклене баште из постројења за производњу магнезијума сведених на еквиваленти угљендиоксид износи 25,5 Mt на годишњем нивоу [44]. Готово 89,7% укупног емитованог угљендиоксида (CO₂) се везује за кинеска постројења за производњу металног магнезијума[44]. Специфична потрошња енергије у MJ/kg и емисија CO₂ у kg/kg производа из различитих индустрија приказана је на слици 25 [44, 45].

Са слике се може приметити да је „Pidgeon“ поступак, на којем НР Кина заснива своју производњу металног магнезијума, енергетски најзахтевнији и да емитује највеће количине CO₂ у атмосферу.



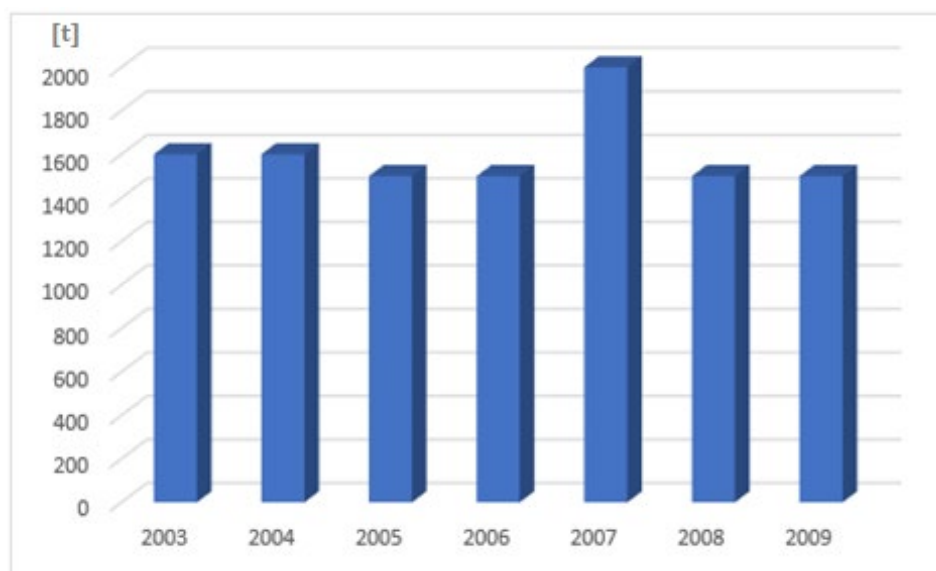
Слика 25. Специфична потрошња енергије и емисија CO₂ из металоперађивачке индустрије

3.2.3. Индустрија магнезијума у Србији

У Републици Србији, тренутно је у експлоатацији око 200 рудника неметалних минералних сировина и готово да нема дела територије на којима минералне сировине нису заступљене. Експлоатација минералних сировина заузима значајно место у привредном развоју, било да се користе као финални производи или као сировине у металоперађивачкој или некој другој грани индустрије. По разноврсности и доступним количинама, ове сировине су један од најзначајнијих домаћих природних ресурса. Скоро да не постоје привредна грана које не користи неметалне минералне сировине [46]. У већем или мањем обиму истражено је 47 врста сировина, од којих је 16 у сталној експлоатацији, 16 у повременијој експлоатацији или ван експлоатације, док је 15 сировина недовољно истражено и исте се не експлоатишу [46]. Од свих до сада истражених неметалних минералних сировина за потребе производње металног магнезијума, најинтересантније сировине су доломит и магнезит. У Србији, руда магнезита се вади из низа отворених копова и у подземним рудницама у области 120 km око Краљева. Ови копови налазе се у Шумадији - Чачку и то су рудници Милићевци и Брезак али и на подручју планине Златибор. Златибор има најбоље и највеће резерве магнезита па би у будућности требао да постане главни рударски центар магнезита у Србији.

Некада најзначајнији рудник експлоатације руде магнезита на простору територије Републике Србије био је рудник „Бела стена“ у месту Баљевац у Рашком округу. Процењене резерве руде износиле су око 4 милиона тона са процентуалним

садржајем магнезита од 44% и 1,5% силицијум диоксида (SiO_2) што одговара количини од 1,76 милиона тона магнезита и 60 тона силицијум диоксида. Фабрика за производњу металног магнезијума је основа 1979. године и имала је капацитет од 500 t на месечном нивоу чистог магнезијума. Данас, Рудник „Бела стена“, који послује у оквиру компаније „Mg Serbien“, је један од значајнијих рудника руде доломита. Процењене резерве доломита су довољне за експлоатацију у наредних 150 година. Технолошки поступак који се примењује у процесу производњи је „MagneTherm“. Поред рудника „Бела стена“ значајно налазиште руде доломита представља рудник „Локва“ који се налази у југо-западном делу Студенице, општина Краљево. Рудник „Локва“ се одликује рудом доломита високе чистоће, чији потврђене резерве износе око 25 милиона t, док се процењује да су укупне резерве преко 100 милиона t. Количина произведеног металног магнезијума у тонама (t) у Републици Србији, у периоду од 2003-2009. године, приказана је на слици 26. Укупни производни капацитет за добијање металног магнезијума у 2018.-тој години износио је 5000 t [47].



Слика 26. Производња металног магнезијума у Републици Србији у периоду од 2003.-2009. године

3.3. Ротационе пећи

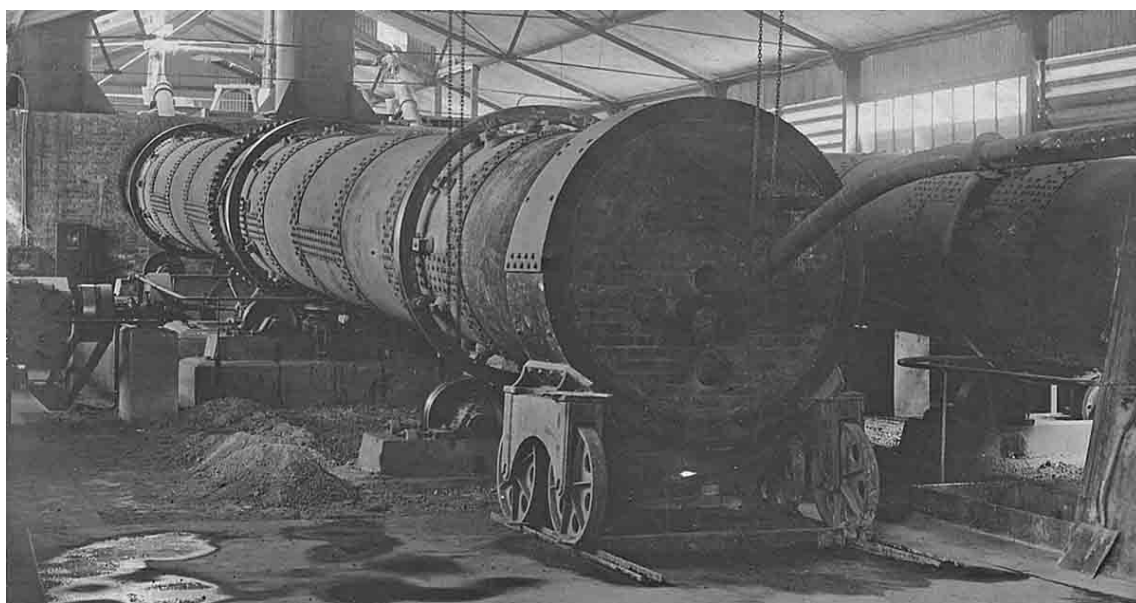
Већ је речено да ротационе пећи налазе велику примену у многим гранама индустрије, са техноекономски најзначајнијом улогом у производњи цемента и магнезијума. Да би се могло причати о могућностима за побољшање енергетске ефикасности, у наставку се дају теоријске основе, врсте, принцип рада и основни делови ротационе пећи.

3.3.1. Историјат развоја ротационих пећи

Када се спомене појам ротационе пећи прво нашта се помисли је производња цемента, вероватно што се почеци историјског развоја и еволуције ротационих пећи везују за почетке индустријске производње цемента. Извештаји израелских

геолога који су шездесетих и седамдесетих година прошлог века открили наслаге цемента које су настале услед реакција између кречњака и уљних шкриљаца изазване спонтаним сагоревањем, показују да наслаге цемента датирају из периода од пре $12 \cdot 10^6$ година [48]. У периоду између 3000. и 300. године пре нове ере, развојни пут цемента се наставио са Египћанима а затим и са Кинезима, који су за изградњу Великог зида користили цементне материјале. Пројекти попут изградње Апијског пута од стране Римљана, довели су до употребе „луцолана“, цемента из Поцуолија, града у Италија, у близини Везува. Цемент и креч су се добијали из полулоптастих пећи које су биле претече вертикалних пећи. Последње су прво нашле примену у производњи цемента.

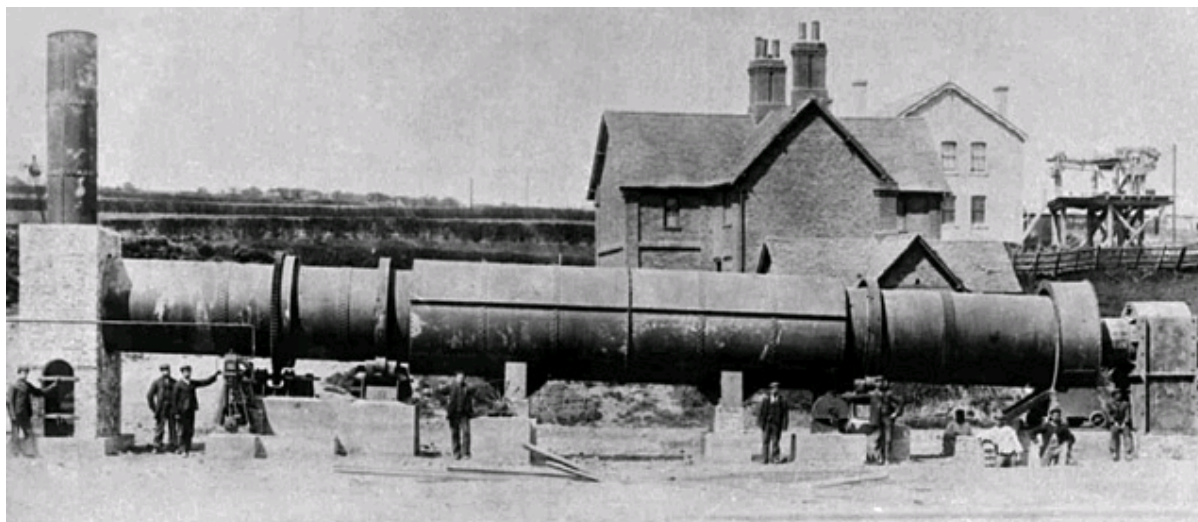
У Сједињеним Америчким Државама пројекти, као што је изградња система канала у првој половини деветнаестог века, посебно канала Ири 1818. године, изискивали су велике количине цемента, што је довело до оснивања бројних предузећа за производњу цемента која су се међусобно такмичила са циљем освајања што већег тржишног удела. До 1824. тзв. поступак производње „портланд“ цемент је изумео и развио Џозеф Аспдин¹². У овом периоду, при производњи цемента коришћене су стационарне вертикалне пећи и добијени калцинисани материјал се постепено хладио унутар саме пећи, након чега је вађен и млевен. У историји развоја цемента производње уписано је да је 1870-те године Томас Милен са његовим синовима, у комаду канализационе цеви добио свој први „портланд“ цемент[48]. Овај догађај се може узети као почетак развоја и употребе ротационих пећи у Америци. Изглед ротационе пећи из периода краја XIX века, приказан је на слици 27.



Слика 27. Ротациона пећ из периода краја XIX века

¹² Joseph Aspdin 1778-1855., енглески произвођач цемента који је патентирао тзв. „портланд“ цемент

Године 1877. је започет рани развој ротационе пећи у Енглеској, а 1885.-те је патентирана прва ротациона пећ од стране енглеског инжењер Фредерика Ренсома. Фредерик је патентирао малу под углом нагнуту хоризонталну пећ, која је могла да се ротира око своје осе, при чему се материјал постепено померао са једног краја на други. Овако добијено кретање материјала представља основни принцип транспорта материјала који се и данас примењује код ротационих пећи. Иако су тзв. Ренсом-ове пећи представљале велики индустријски пробој у цементној индустрији тог времена, прошло је много времена пре него што је успешно пуштена у рад прва ротациона пећ.



Слика 28. Ротациона пећ са почетка XX века

Прва конструисана и успешно пуштена у рад ротациона пећ, на основу Ренсом-овог нацрта, била је у постројењу за производњу цемента у Пенсилванији, 1890.-те године [49]. Ротациона пећ је имала дужину од 15 m и пречник од 1,5 m а капацитет произведеног клинкера је износио 20 t на дан. Погонско гориво била је нафта а након развоја система за убацавање ваздуха, примену је нашао угљени прах, као значајно јефтинији и доступнији енергент. До краја 1905., ротационе пећи су већ имале дужину и до 60 m, пречници су ишли и до 2,7 m а капацитети су били до 190 t цемента на дан. Од тада се капацитет ротационе пећи непрестано повећавао.

Данас, ротационе пећи производе готово 10000 t цемента на дан, раде непрекидно 24 часа, а њихов рад се једино обуставља због неопходног сервиса и одржавања. Користе се у разним индустријама за обављање широког спектра операција обраде материјала.

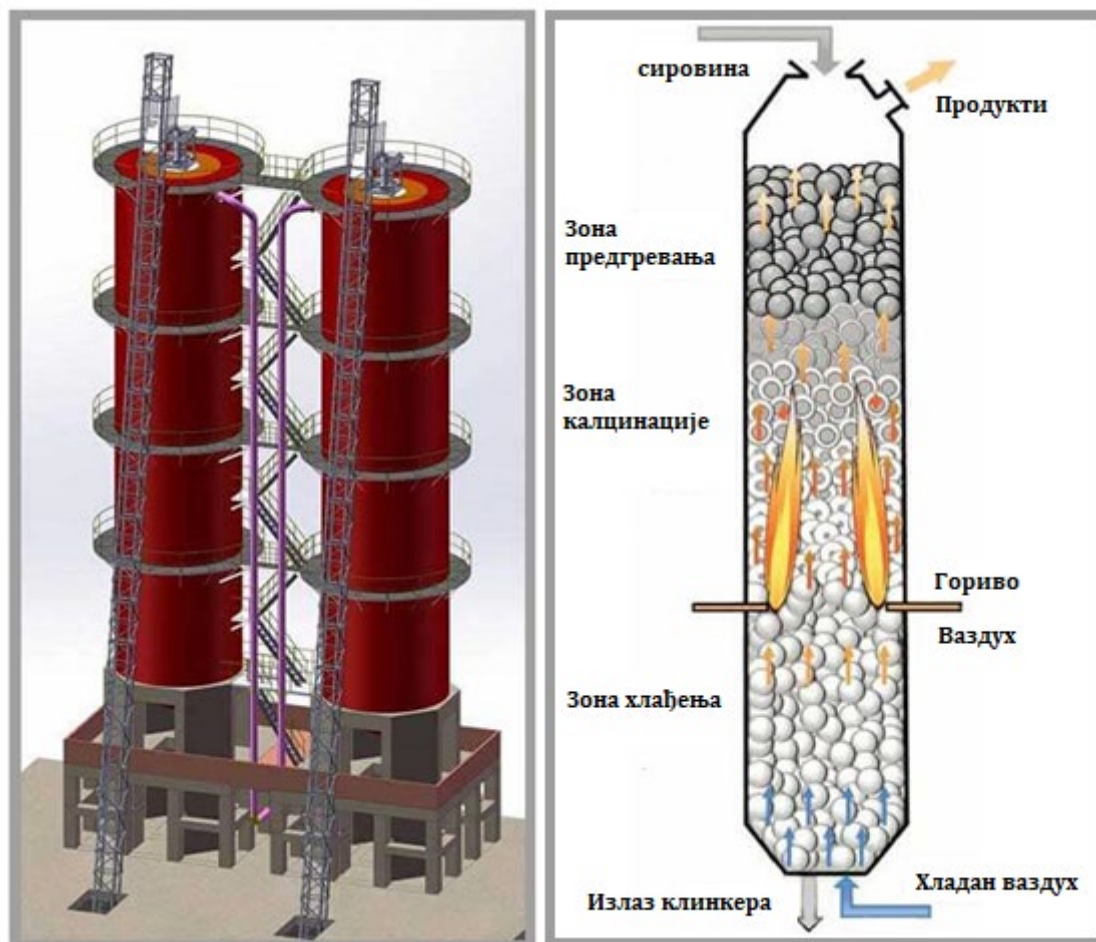
3.3.2. Принцип рада и врсте пећи

Пре проналаска ротационих пећи све термичке обраде материјала обављале су се у вертикалним пећима. Са појавом ротационих пећи крајем XIX и почетком XX века, вертикалне пећи су изгубиле примат у производњи пре свега цемента као најтраженијег материјала тог доба. Ротационе пећи су превасходно развијене због

потреба производње цемента али су због своје флексибилности, нашле си примену у разним другим индустријским процесима: рециклажи отпада, уништавању отпадних материја, спаљивању органских једињења, калцинацији доломита, калцинацији магнезита, синтеровању, термичкој десорпцији итд. Може се слободно рећи, да није било потребе за цемента не би дошло ни до проналаска ротационих пећи али ни до даљег усавршавања вертикалних пећи.

3.3.2.1. Принцип рада вертикалних пећи

Код вертикалних пећи процес производње цементног клинкера подељен је у три зоне: предгревања, калцинације и хлађења. Пре процеса калцинације, улазна сировина се меша са угљеном прашином при чему се формирају сировински гранулати у облику лопти. Тако формиран гранулат се убацују у вертикалну пећ преко отвора који се налази на њеном врху, а затим под дејством гравитационе силе, постепено пролазне кроз све три претходно наведене зоне. Током проласка кроз пећ, гранулат се загрева на температуру вишу од 1000°C , при чему врели продукти након процеса сагоревања горива изазивају постепено потпаљивање угљеног праха. Добијени клинкер се помоћу тракастих транспортера са дна вертикалне пећи одвози на млевење. На слици 29., приказана је вертикална пећ укључујући и три зоне у процесу производње клинкера.



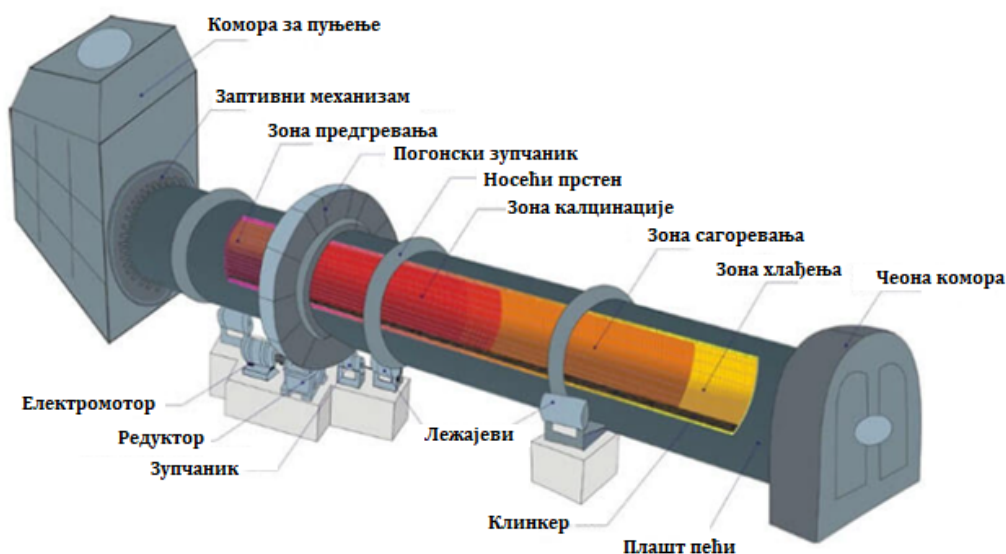
Слика 29. Вертикална пећ

3.3.2.2. Принцип рада и основни делови ротационих пећи

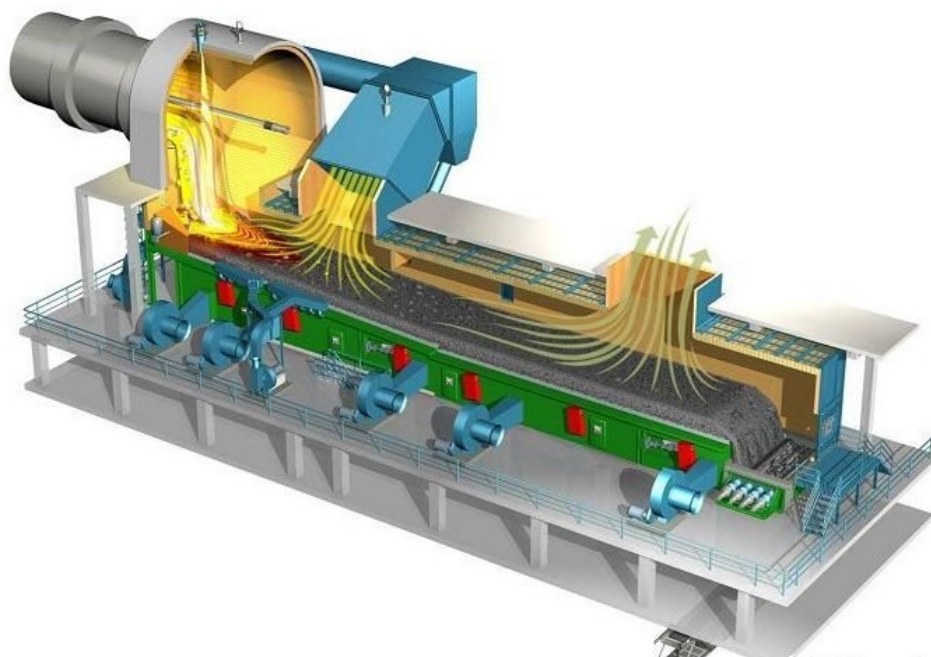
Ротационе пећи се користе за загревање чврстих материјала на високу температуру, до тачке у којој хемијске реакције изазивају деградацију и промену материјала. Њихов рад је веома једноставан. Пећ се налази под одговарајућим углом у односу на хоризонталну осу а ротационо кретање се постиже преко погонског механизма. Сировина се уводи на вишем крају пећи и под дејством гравитационе силе и ротационог кретања клизи ка доњем крају пећи на коме се налазе горионици за сагоревање горива. Након проласка сировине кроз све зоне, добија се клинкер. Основни делови ротационе пећи су:

- плашт ротационе пећи,
- погонски механизам,
- носећи прстенови,
- потисни ваљци,
- глава за пражњење пећи,
- глава пећи,
- ватростална облога плашта пећи,
- горионик,
- систем за убацивање сировине,
- заптивке глава.

На слици 30., приказани су основни делови ротационе пећи, а на слици 31., је приказан процес калцинације код савремених ротационих пећи код којих су постављени и системи за рекулперацију отпадне топлоте. Околни ваздух се доводи у директан контакт са врелим клинкером, загрева и као предгрејан користи за сагоревање у пећи.



Слика 30. Шематски приказ и основни делови ротационе пећи



Слика 31. Систем за рекуперацију физичке топлоте клинкера на излазу из пећи

3.3.2.3. Врсте ротационих пећи

Ротационе пећи се деле према намени, технолошком поступку и геометрији. Како су дужина и пречник две најважније карактеристике ротационих пећи, у зависности од њиховог међусобног односа L/D , настала је и прва по реду подела, и то на:

- ротационе пећи великих дужина, $L/D > 30$ (највећу примену налазе код тзв. влажних поступака производње)
- ротационе пећи малих дужина, $L/D < 30$ (највећу примену налазе код тзв. сувих поступака производње)

Поред дужине и пречника, битне карактеристике сваке ротационе пећи су и специфична потрошња енергије, степен корисности, производни капацитет који зависи не само од дужине и пречника већ и од броја обртаја, квалитета сировине, хемијског састава сировине, угла нагиба пећи, квалитета и поузданости рада система за сагоревање горива, услова рада, врсте горива [50]. Како се производња цемента може базирати на примени влажног, полу-влажног или сувог поступка производње, управо су ови поступци довели и до поделе ротационих пећи [50, 51], на:

- ротационе пећи за мокри поступак производње:
 - пећи без унутрашњих и допунских уређаја,
 - пећи са уређајима за интензификацију размене топлоте, $L/D > 30$,
 - пећи са концентраторима муља,
 - пећи са уређајима за распршивање муља,

- пећи са утилизаторима
- ротационе пећи за полувлажан поступак производње:
 - „Лепол“ пећи,
- ротационе пећи за суви поступак производње:
 - пећи без допунских утилизаторима,
 - пећи са допунским утилизаторима,
 - пећи са уређајима за интензификацију размене топлоте, $L/D < 30$,
 - пећи са циклонским размењивачима,
 - пећи са размењивачима топлоте у облику цевне змије,
 - пећи са размењивачима топлоте са лебдећим слојем

Главна разлика између влажног, полу-влажног и сувог поступка производње цемента је у процентуалном садржају воде. Наиме, код влажног поступка при процесу млевења, почетној сировини се додаје између 30 и 40% воде која доприноси бољој хомогенизацији улазних сировина, при чему се формира тзв. сировинска смеша. Да би се извршио процес калцинације овако добијене смеше, потребна је додатна потрошња енергије – горива, која је за 33% виша у односу на суви поступак [52]. Како је неопходно одстранити воду, ротационих пећи у влажном поступку су веће дужине него у остала два поступка калцинације. Код полу-влажног поступка количина воде која се додаје улазној сировини износи око 10-15% а код сувог поступка, за разлику од влажног или полу-влажног, након млевења почетне сировине, добија се прах при чему је проценат воде мањи од 1%.

У зависности од положаја места на коме долази до сагоревања горива, ротационе пећи се деле на:

- ротационе пећи са директним сагоревањем,



Слика 32. Ротациона пећ са директним сагоревањем

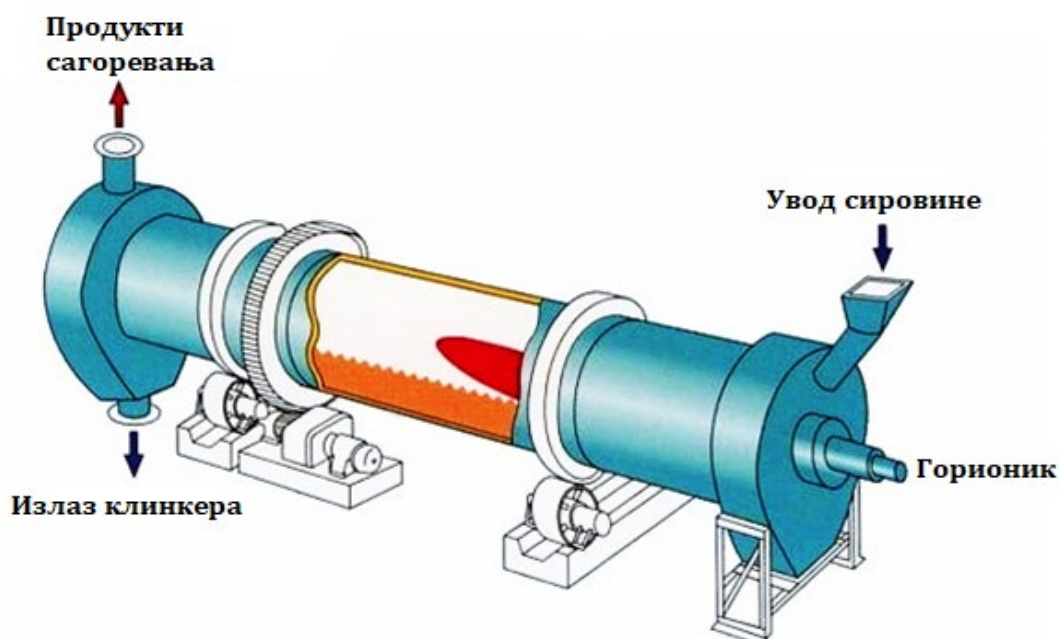
- ротационе пећи са индиректним сагоревањем.



Слика 33. Ротациона пећ са индиректним сагоревањем

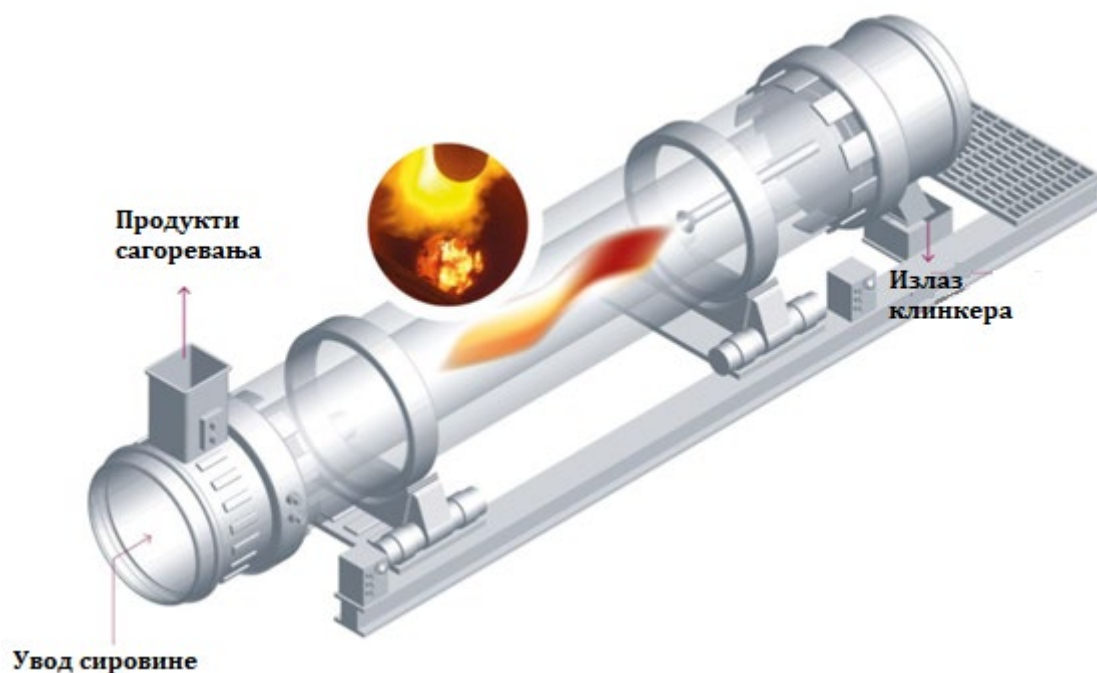
У зависности од смера струјања продуката насталих у процесу сагоревања горива у односу на смер кретања сировине, ротационе пећи се деле на:

- ротационе пећи са истосмерним током



Слика 34. Ротациона пећ са истосмерним током кретања сировине и продуката сагоревања

- ротационе пећи са супротносмерним током



Слика 35. Ротациона пећ са супротносмерним током кретања сировине и продукта сагоревања

3.4. Потенцијали за побољшање енергетске ефикасности

У дисертацији је разматрано унапређење енергетске ефикасности ротационих пећи на примеру калцинације доломита. Овај поступак налази примену у производњи магнезијума, једној од енергетски најинтензивнијих индустрија. Ротационе пећи без којих је поступак калцинације незамислив, су огромни потрошачи енергије, а количина потрошеног горива директно утиче на цену готовог производа [53]. Готово 40% од укупних трошкова производње се односи на трошкове везане за потрошњу енергије [54, 55]. Због тога, ефикасна употреба и смањење потрошње енергије представља један од приоритета, који се може постићи оптимизацијом и унапређењем рада читавог система.

Генерално, побољшање енергетске ефикасности може се постићи на два начина: применом нових технолошких решења или применом одговарајућих мера у свакој фази производње. У ове мере спадају:

- увођење нових технологија производње
- примена нових ватросталних материјала и унапређење топлотне изолације
- управљање енергијом и контрола процеса (енергетски менаџмент)
- примена фреквентних вентилатора
- унапређење система са сагоревања
- оптимизација система за рекулацију отпадне топлоте

- унапређење система за предгревање и предкалцинисање
- смањење губитка топлоте са плашта пећи
- унапређење/замена старих пећи са новим енергетски ефикасним пећима
- примена циклона са ниским падом притиска у системима за рекуперацију топлоте
- примена ефикаснијих погонских механизма
- замена заптивки

Потенцијали за побољшање енергетске ефикасности ротационих пећи се првенствено односе на искоришћењу отпадне топлоте која чини готово 40% од укупне улазне енергије, при чему 19,15% чини отпадна топлота садржана у продуктима сагоревања, 5,61% чини отпадна топлота услед хлађења клинкера и 15,11% чини отпадна топлота са плашта ротационе пећи [56]. Могући начини за искоришћење ове отпадне топлоте биће дати у наставку.

На слици 36., дат је шематски приказ савременог постројења за производњу калцината, чији су саставни делови системи за рекуперацију топлоте која се може искористити за производњу електричне енергије помоћу парних турбина, за предгревање сировине, у системима грејања итд.

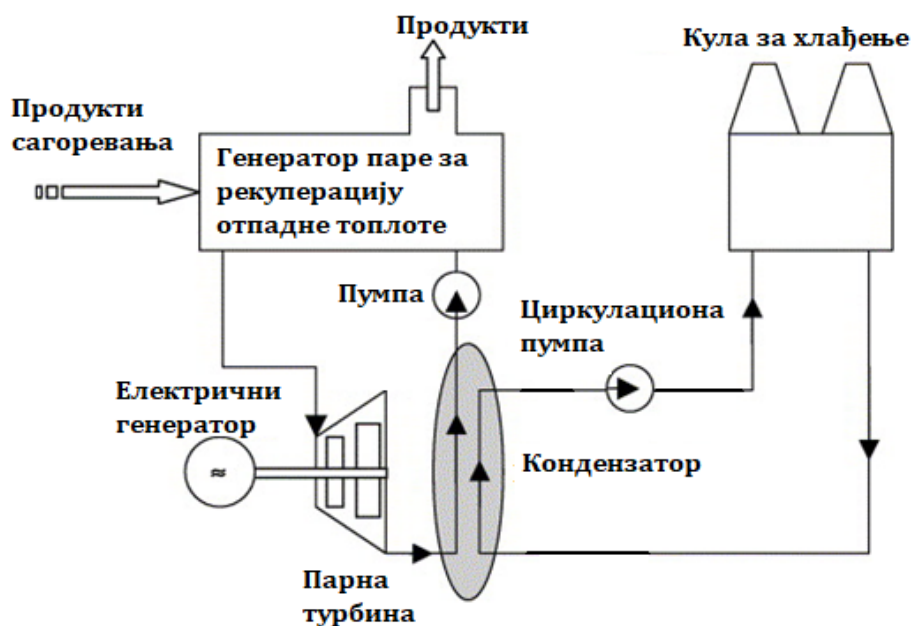


Слика 36. Шематски приказ модерног постројења за калцинацију

3.4.1. Искоришћење отпадне топлоте садржане у продуктима сагоревања

Отпадна топлота садржана у продуктима сагоревања може се искористити у системима за производњу електричне енергије, у системима за предгревање сировине, предгревање ваздуха за сагоревање и као извор топлоте у системима даљинског грејања. У супротном, уколико не постоје системи за рекуперацију отпадне топлоте, ова енергија би била одбачена у околину.

На слици 37., дај је шематски приказ система за производњу електричне енергије коришћењем отпадне топлоте садржане у продуктима сагоревања [56].



Слика 37. Шематски приказ система за искоришћење отпадне топлоте садржане у продуктима сагоревања

Продукти сагоревања имају просечну вредност температуре од око 315°C [56] и ова енергија се преноси радном флуиду у генератору паре. Добијена пара се одводи до парне турбине која је повезана са електричним генератором. На овај начин произвео би се део електричне енергије неопходне за рад постројења, а тиме би се смањили укупни трошкови рада. Просечни степен корисности оваквих система износи око 85%, а процењује се да се њиховом применом може произвести око 30% укупне потребне електричне енергије читавог постројења [56, 57].

Други начин за искоришћење ове отпадне топлоте, који се среће у пракси, јесте предгревање сировине пре процеса калцинације. Главна предност овог начина искоришћења топлоте је у сушењу сировине, која у природи садржи велики проценат влаге. Продукти сагоревања се доводе до сировине која се под утицајем врелих гасова суши, а добијена осушена сировина се лакше меље. Овај начин искоришћења отпадне топлоте продуката сагоревања има смисла само код система код којих се сировина одмах убацује у даљи поступак обраде, а код система код којих се сировина складишти у силосе или код којих нема фаза млевења, овај поступак искоришћења отпадне топлоте се не примењује.

3.4.2. Искоришћење отпадне топлоте са плашта пећи

Губитак топлоте са плашта ротационе пећи представља значајан губитак који зависи од намене пећи, и чија се вредност налази у опсегу 3-25% од укупно унете енергије [56, 58, 59, 60]. Постаје очигледно да смањење губитка топлоте кроз

плашт ротационе пећи доводи до смањења емисије CO₂ (због смањења потрошње горива) и до побољшања енергетске ефикасности, што доприноси одрживој производњи калцината. Повећање енергетске ефикасности ротационих пећи, коришћењем отпадне топлоте са плашта, може се постићи на два начина: технолошким побољшањима и оперативним побољшањима.

➤ **Технолошка побољшања**

У циљу смањења или искоришћења отпадне топлоте са плашта пећи, а у циљу побољшања енергетске ефикасности, примену су нашли рекуперативни размењивачи топлоте [31, 56, 61, 62]. Добијена топлота се користи за предгревање ваздуха за сагоревање, предгревање сировине или за даљинско грејање. Међутим, због сложене конструкције ови уређаји немају широку примену у пракси и углавном се користи само губитак топлоте зрачењем. Како топлотни губитак са плашта може да варира, примена оваквих уређаја и система не налази често примену у пракси. Међутим, треба рећи да би њихова примена значајно допринела побољшању енергетске ефикасности [63], смањењу емисије и смањењу свеукупних трошкова рада ротационих пећи. Изолација плашта, као још једног начина за смањење губитака топлоте, се не препоручује из разлога што оператер у овом случају не би могао да уочи локално прегревање површине плашта пећи насталих услед распадања изолационе ватросталне облоге.

➤ **Оперативна побољшања**

Ова група побољшања има за циљ унапређење вештина, знања, боље обучености оператера али и оптимизацију појединих фаза производње, како би се смањио губитак топлоте односно повећала енергетска ефикасност рада пећи.

➤ **Остали конвенционални начини**

Остали конвенционални начини за смањење потрошње енергији, унапређење енергетске ефикасности и смањење укупних трошкова чине:

- смањење употребе фосилних горива
- већа примена алтернативних и јефтинијих горива (отпадна пластика, органска и не органска биомаса, депонијски гас)
- искоришћење отпадне топлоте у свим фазама производње
- оптимизација система за убацивање примарног ваздуха за сагоревање
- примена горива веће калоријске моћи
- оптимизација система са сагоревање
- коришћење кисеоника у процесу сагоревања

Употреба катализатора или адитива такође позитивно утиче на енергетску ефикасност. Њиховом употребом скраћује се време задржавања сировине унутар пећи у процесу калцинације што се директно одражава на смањење потрошње горива а квалитет добијеног клинкера се побољшава [64].

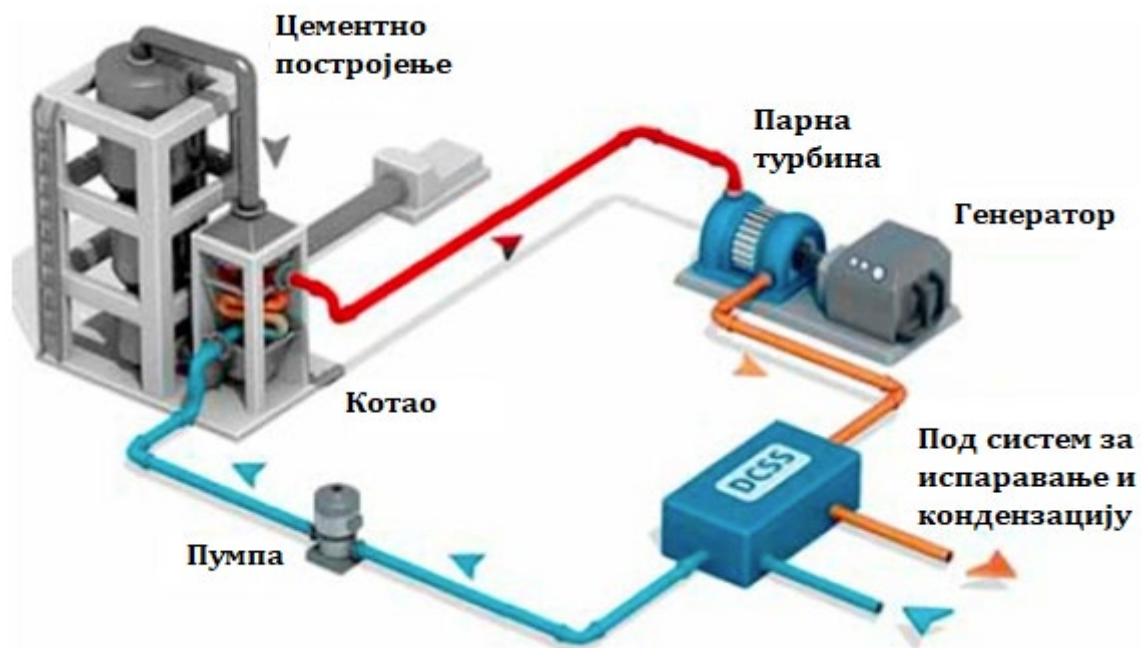
3.4.3. Отпадна топлота услед хлађења клинкера

Иако је, у поређењу са претходна два случаја, количина отпадне топлоте услед хлађења клинкера најмања није ни занемарљива. Као и код искоришћења отпадне топлоте продуката сагоревања, отпадна топлота услед хлађења клинкера се може искористити на два начина и то за: предгревање сировине, предгревање ваздуха и за производњу електричне енергије. За производња електричне енергије користи се неколико различитих термодинамичких кружних процеса као што су:

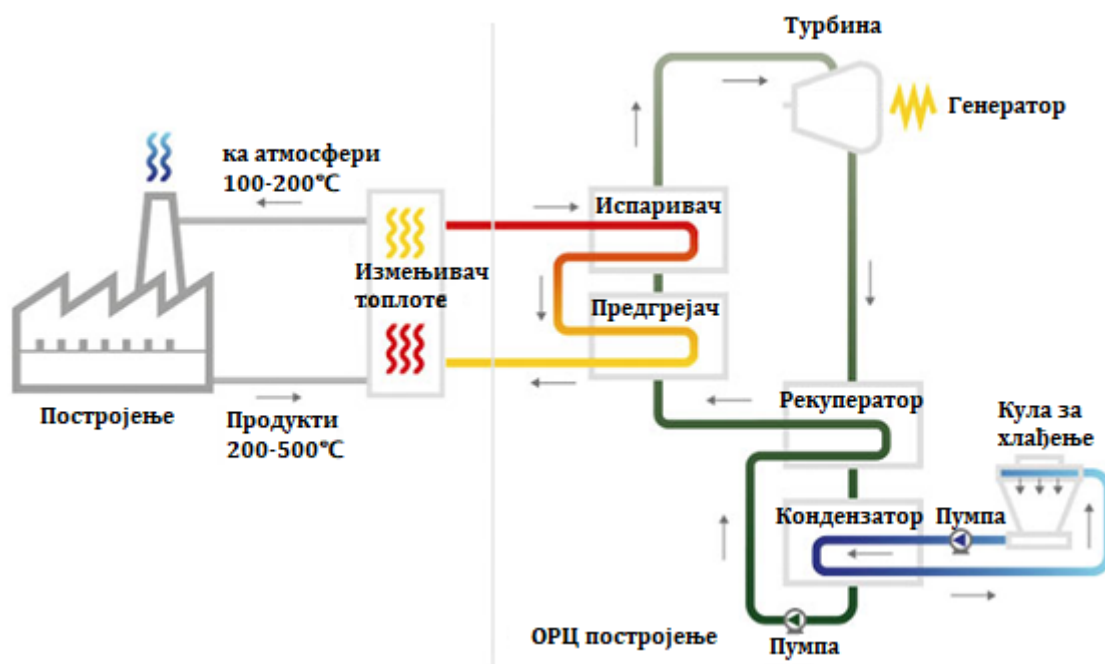
- Калина циклус
- Органски Ранкинов циклус
- Ранкинов циклус са једностепеном и двостепеном турбином

Као ради флуиди у Ранкиновом циклусу најчешће се примењују вода, бензен (C_6H_6), амонијак (NH_3), толуен (C_7H_8), п-ксилен (C_8H_{10}) [65].

На слици 38., дат је шематски приказ постројења код кога је примењен Калина циклус [66], а на слици 39., дат је шематски приказ органског Ранкиновог циклуса за производњу електричне енергије односно искоришћење физичке топлоте произведеног клинкера [67]. Код Калина технологије радни флуид је мешавина амонијака и воде у односу који зависи од температуре топлотног извора.



Слика 38. Шематски приказ производње електричне енергије применом Калина циклуса



Слика 39. Шематски приказ производње електричне енергије применом органског Ранкиновог циклус

ПОГЛАВЉЕ

4

ОБОГАЋИВАЊЕ ВАЗДУХА
ЗА САГОРЕВАЊЕ КИСЕОНИКОМ

У оквиру поглавља, пажња се посвећује: начинима производње кисеоника, предностима његове употребе (нарочито у процесу сагоревања горива), начинима за додатно обогаћивање ваздуха кисеоником и начинима и могућностима увођења кисеоника у ротационе пећи. Кисеоник је интересантан зато што се његовом применом у сагоревању повећава температура плашта пећи а тиме и атрактивност решења која се у дисертацији обрађују.

4.1. Основно о кисеонику

Кисеоник је један од најзаступљенијих хемијских елемената на Земљи. Готово половину земљине коре чине хемијска једињења која садрже кисеоник, а петину наше атмосфере чине гасови кисеоника. Људско тело садржи око две трећине кисеоника. Иако је кисеоник присутан од почетака научних истраживања, први пут је изолован од стране шведско-немачког хемичара Карла Вилхелма Шила¹³ 1773. и енглеског хемичара Џозефа Пристлија¹⁴ 1774. током проучавања процеса сагоревања. Пристли је своје откриће описао француском научнику Антоану Лавоазјеу¹⁵ који је даљим експериментисањем утврдио да је кисеоник једна од две главне компоненте ваздуха. Лавоазје је 1777. нови гас назвао кисеоником користећи грчке речи оксис („ὀξύς“), што значи оштар, кисео, и ген („γενής“), што значи онај који ствара киселину, јер је веровао да је кисеоник неизоставни део свих киселина.

Кисеоник је гас без боје, мириса и укуса који се у ваздуху налази са процентуалним уделом од 20,942%, 78% чини азот а остатак чине преостали елементи и то превасходно аргон и угљендиоксид. Неопходан је за живот свих живих бића, али такође примену налази и у индустрији (хемијској, прехранбеној, металуршкој, цементној итд.), медицини, у научно-техничким истраживањима. Када се кисеоник охлади испод -183°C , постаје безбојна течност која са повећањем дебљине наталоженог слоја поприма одређену плаву нијансу [68]. Основне физичке и хемијске карактеристике кисеоника дате су у Табели 1.

Табела 1. Физичке и хемијске карактеристике кисеоника

Назив	Ознака	Вредност	Јединица
Молекулска маса	M	32	g/mol
Гасна константа	R ₀₂	260	J/kg°C
Густина (при 1 бар и 0°C)	ρ	1.4103	kg/m ³
Специфична топлотна (при 1 atm и 25°C)	c _p	920	J/kgK

¹³ Carl Wilhelm Scheele (1742-1786) – Шведско – Немачки хемичар и фармацеут

¹⁴ Joseph Priestley (1733-1804) - Енглески хемичар, писац, учитељ и политичар

¹⁵ Antoine-Laurent de Lavoisier (1743-1794) – Француски хемичар и нобеловац

Тачка топљења/замрзавања (при 1 atm)	*	-218.8	°C
Топлота топљења	*	13.9	J/g
Тачка кључања при 1 atm	t_s	-183	°C
Латентна топлота испаравања	r	213.1	J/g
Критична температура	t_k	-118.55	°C
Критичан притисак	p_k	50.46	бар
Критична густина	ρ_k	427	kg/m ³
Запаљив	*	Не	

4.2. Индустриска производња кисеоника

Кисеоник се може произвести на неколико различитих начина. Најпознатији природни поступак за производњу кисеоника је фотосинтеза, поступак у коме биљке уз помоћ сунчеве светлости претварају угљендиоксид у ваздух односно кисеоник. Лабораториска производња кисеоника је веома неповољна и прескупа за индустријску употребу, па се за производњу кисеоника користе две најприступачније, најјефтиније и најлакше доступне сировине - ваздух и вода. Из ваздуха, кисеоник се може издвојити: поступком криогене дестилације, адсорбционим поступком (у вакуму и на надпритиску), и мембранским поступком. Најчешће примењивани поступак производње кисеоника из воде је електролитички поступак.

4.2.1. Криогена дестилација

Најчешће примењивани поступак издвајања кисеоника јесте криогена дестилација. Издвајања компоненти из хемијских једињења настаје као последица различитих тачки кључања компонената које сачињавају то једињење. Овај поступак производње односно издвајања кисеоника је развијен давне 1895. године [68]. Његовом применом добија се кисеоник чистоће 99+%. Поступак криогене дестилације састоји се из: припремне фазе, фаза издвајања и фазе пречишћавања.

➤ Припремна фаза

Припремна фаза има за циљ уклањање свих нечистоћа из ваздуха које би у процесу кристализације довеле до зачепљења „криогених“ цеви система. Процес кристализације се одвија на ниским (криогеним) температурама. **Корак 1.** Ваздух се сабија у више степену компресору на притисак од 6,5 бар-а, а затим се пропуста кроз хладњак у коме се врши кондензација воде која се из система изводи и издваја у одвајачу кондензата. **Корак 2.** Ваздух затим пролази кроз молекуларна сита у којима се одвија процес адсорбције. Као адсорбенти, примењују се зеолит и силика

гел који адсорбују угљендиоксид, теже угљоводонике али и преосталу воду. Овако припремљен суви ваздух одводи се до следеће фазе, такозване фазе издвајања.

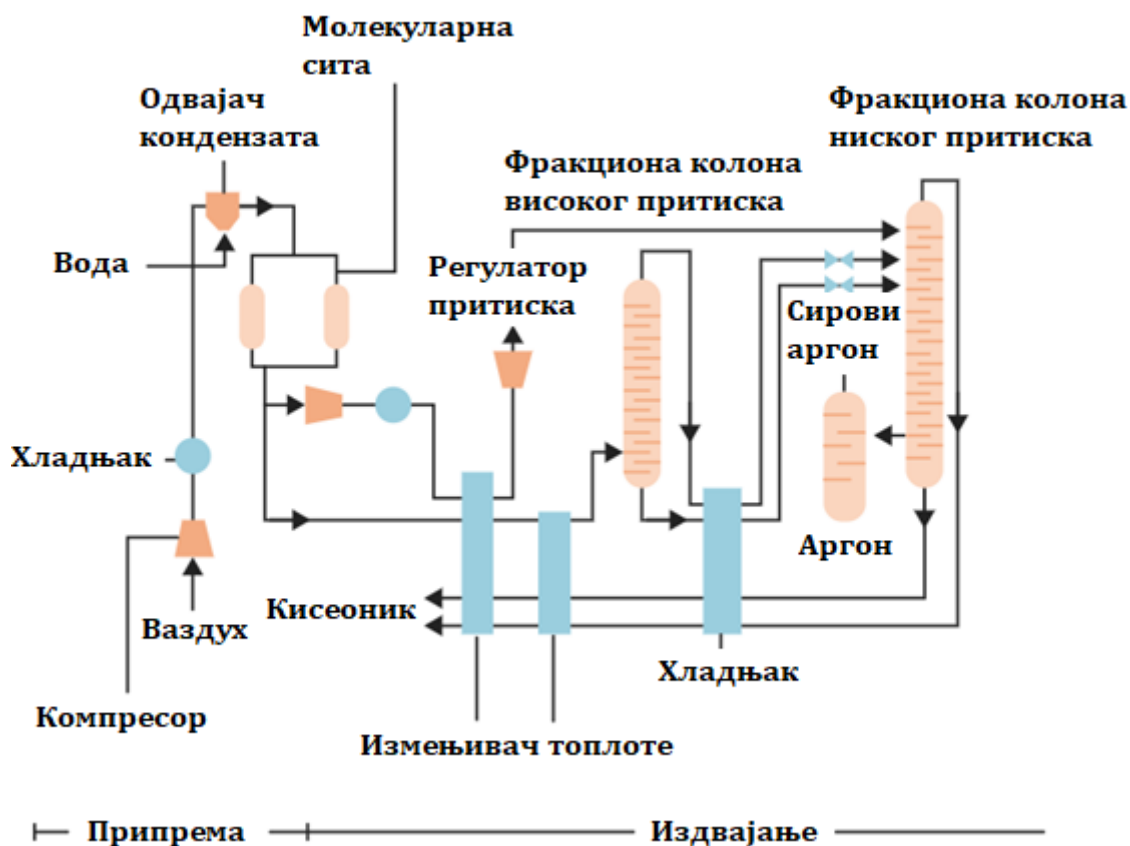
➤ **Фаза издвајања**

У оквиру ове фазе из ваздуха се процесом фракционе дестилације издвајају његове главне компоненте - азот, кисеоник и аргон. Будући да се у процесу фракционе дестилације издвајање компоненти врши путем вишефазног загревања (различите температуре испаравања), да би се ове компоненте превеле из гасовитог у течно стање, неопходни део система чини комора за хлађење тзв. криогена комора. **Корак 3.** Охлађени и филтрирани ваздух се раздваја на два дела. Један део се одводи до компресора у коме се повећава притисак, а затим до хладњака у коме долази до експанзије ваздуха на притисак околине. Услед нагле промене притиска долази до наглог потхлађивања ваздуха који се затим одводи до криогене коморе. **Корак 4.** Други део ваздуха, који представља један радни флуид, пролази кроз низ серијски повезаних размењивача топлоте. Кроз размењиваче топлоте пролазе издвојени аргон и кисеоник, који представљају други радни флуид. Услед разлике у температурама радних флуида, у размењивачима долази до хлађења и делимичног превођења ваздуха у течну фазу. **Корак 5.** Овако добијена смеша ваздуха, која се састоји од течног и гасовитог дела, одводи се до прве фракционе колоне у којој се издвајање врши при високом притиску. На излазу из прве фракционе колоне добија се смеша која је „богата“ кисеоником и која се издваја на дну фракционе колоне, док се на њеном врху издвајају аргон и азот због мање специфичне густине. **Корак 6.** Смеша богата течним кисеоник се одводи до хладњака, а након експанзије на притисак околине, смеша се одводи до друге фракционе колоне у којој се наставља процес издвајања на ниском притиску. Као и код прве, и код друге фракционе колоне течни кисеоник се издваја на њеном дну а преостали аргон и азот на њеном врху. **Корак 7.** Како азот има нижу тачку испаравања у односу на аргон, крајњи резултат процеса друге фракционе колоне представља издвајање азот чистоте 99,995% [69]. **Корак 8.** Како је тачка испаравања аргона између тачки испаравања азота и кисеоника, и када његова концентрација у пари достигне између 7-12%, смеша се одводи до треће фракционе колоне. Процес издвајања аргона се завршава када се добије „сирови“ аргон који садржи између 93-96% аргона и 2-5% кисеоника.

➤ **Фаза пречишћавања**

Након завршене фазе издвајања, чистота кисеоник износи око 99,5% а код новијих криогених система овај проценат се може повећати до чак 99,8%. Процент „чистоће“ кисеоника се може постићи додавањем још једне фракционе колоне или применом катализатора, једињења која додатно издвајају угљоводонике или друге нечистоће и примесе.

Шематски приказ криогеног поступка издвајања кисеоника, аргона и азота приказан је на слици 40 [69].

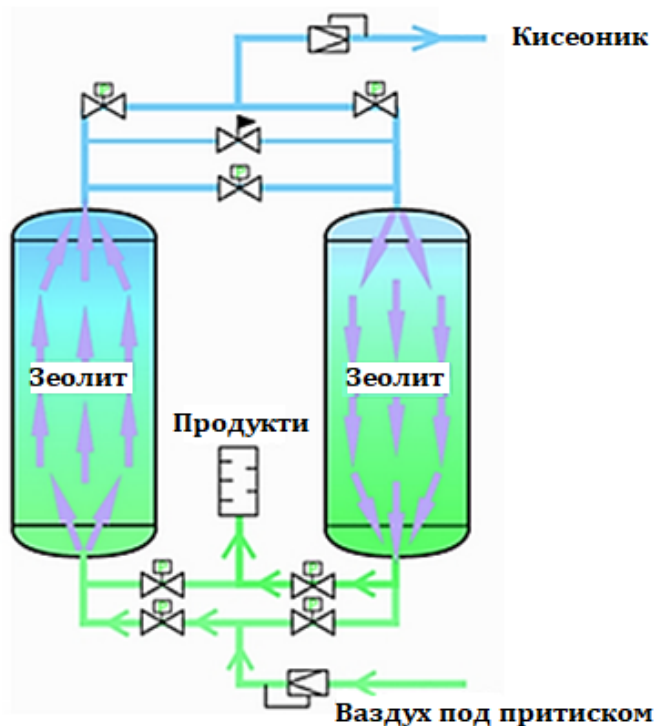


Слика 40. Шематски приказ процеса добијања кисеоника

4.2.2. Адсорбциони поступак

Адсорбциони поступак производње кисеоника је други најчешће примењивани поступак издвајања -производње кисеоника из ваздуха. Поступак издвајања се заснива на принципу промене притиска унутар резервоара у коме се налази одговарајући адсорбент. Са порастом притиска а услед различите величине и тежине молекула гаса азота и кисеоника, долази до адсорбовања азота у адсорбенту а са друге стране добија се ваздух богат кисеоником. У овом поступку издвајања кисеоника из ваздуха као најчешће примењивани адсорбент узима зеолит. Када дође до zasiћења адсорбента - зеолита, смањивањем притиска у резервоару долази до ослобађања односно до десорпције азота, након чега се поступак издвајања може понављати. Међусобним повезивањем два резервоара, практично би се добио континуални процес издвајања кисеоника. Овим поступком, може се добити ваздух који садржи око 95% кисеоника. У иностраној литератури овај поступак издвајања кисеоника је познат под називом „pressure swing adsorption“.

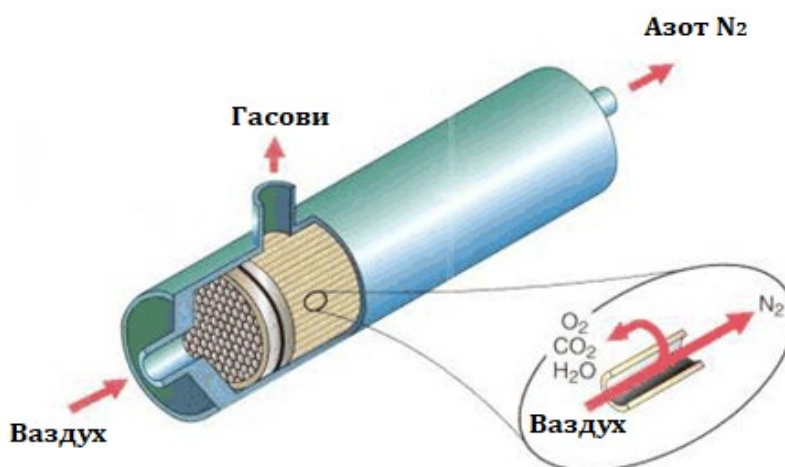
Шематски приказ поступка издвајања – производње кисеоника применом адсорбционог поступка приказан је слици 41.



Слика 41. Адсорбциони поступак издвајања кисеоника

4.2.3. Мембрански поступак

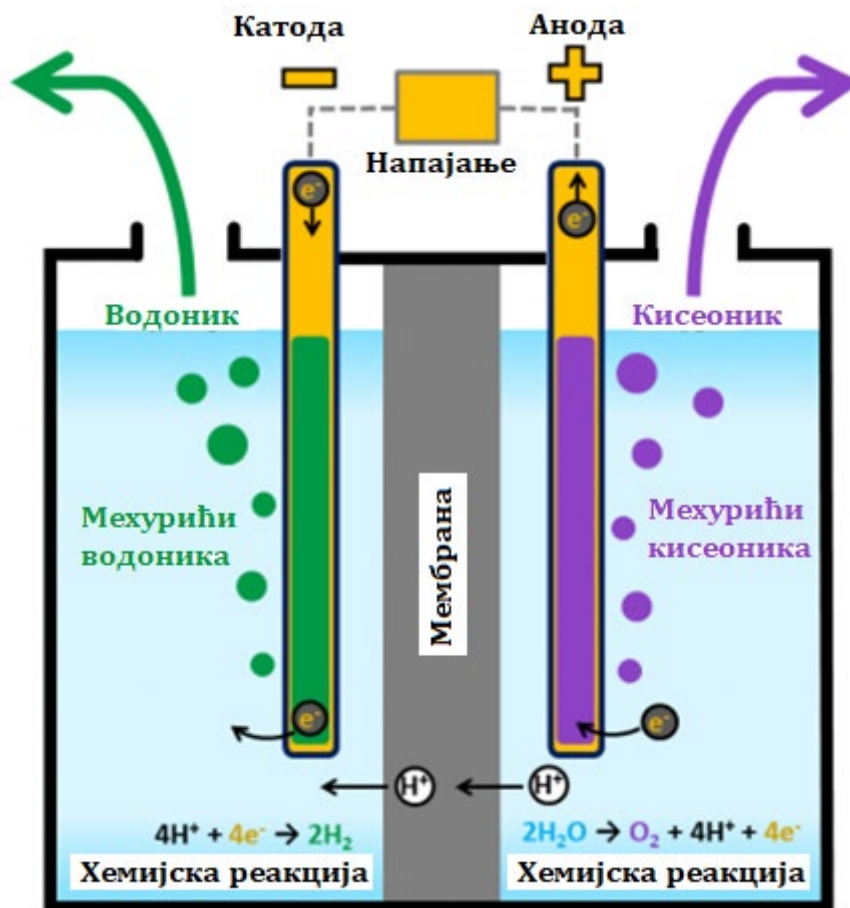
Мембрански поступак издвајања - производње кисеоника се заснива на принципу селективног пропуштања гасова кроз мембранске филтере. Филтери се могу производити од синтетичких материјала као што су полиамид, целулоза итд. Највећа предност овог поступка је ниска потрошња енергије у односу на друге поступке, а главни недостатак је тај што се добија ваздух који садржи максимално 50% кисеоника.



Слика 42. Мембрански поступак издвајања кисеоника

4.2.4. Електролитички поступак

Из воде, електролитичким поступком се може добити кисеоник који се издваја на аноди док се на катоди издваја водоник. Овај поступак производње кисеоника али и водоника се примењује само у случајевима када нису потребне велике количине ових гасова. Овај поступак није исплатив за масовну производњу првенствено због велике потрошње електричне енергије.



Слика 43. Електролитички поступак издвајања кисеоника и водоника

4.3. Позитивни стране примене кисеоника у процесима сагоревања

Како су ротационе пећи уређаји који налазе примену у енергетски најинтензивнијим индустријама, а како су несигурно снабдевање енергентима и еколошки проблеми постали уско грло у процесу одрживог економског развоја, смањење потрошње енергије, повећање енергетске ефикасности и смањење емисије гасова са ефектом стаклене баште, постали су значајни параметри у решавању ових проблема. Један од узрока прекомерне потрошње горива и повећане емисије гасова, пре свега CO и CO₂, је неефикасан рад систем за сагоревања горива, који доводи до неефикасног рада ротационих пећи и прекомерне потрошње горива. Неефикасности су узроковане непотпуним сагоревањем горива насталог услед вишка или недостатка ваздуха за сагоревање, веће количине горива али и неадекватног мешања. Ваздух се састоји од приближно 21% O₂ и 78% N₂ док

преостали део чине пре свега аргон и CO_2 . Кисеоник из ваздуха се у процесу сагоревања везује у оксидним реакцијама при чему се добијају топлотна енергија, вода али и CO_2 . Како је азот инертан гас, он се у процесу сагоревања фактички загрева на температуру сагоревања, узима топлотну енергију ($\text{N}_2 \rightarrow \text{N} + \text{N}$) добијену сагоревањем горива. Једна од технологија која би уз оптимизацију система за сагоревање могла допринети смањењу потрошње енергије, повећању енергетске ефикасности и смањењу емисије, је примена кисеоника у процесу сагоревање односно примена технологија за обогађивања ваздуха кисеоником. Обогађивање ваздуха за сагоревање односно повећање концентрације кисеоника у ваздуху је поступак који се и индустрији примењује преко 30 година. Специфични захтеви процеса ограничили су његову примену пре свега на индустријске пећи, које чине неизоставни део многих индустријских процеса. Термичка степен корисности (однос укупно унете и искоришћене топлоте) ових пећи је веома низак и креће се од 0,1-0,2 у индустрији стакла, 0,15-0,50 у индустрији челика, 0,40-0,60 у процесу производње креча, 0,30-0,65 у процесу производње клинкера [70]. У пракси, постоје два начина обогађења ваздуха кисеоником [50]:

- еквивалентно обогађење
- додатно обогађење

Код еквивалентног обогађења, смањује се количина ваздуха а доводи се чисти кисеоник чија количина је једнака количини кисеоника у одузетом ваздуху. Смањење количине ваздуха а повећање количине кисеоника се наставља све док се не добије жељени проценат кисеоника у смеси за сагоревање.

Код додатног обогађења, количина ваздуха за потпуно сагоревање остаје не промењена а доводи се додатна количина кисеоника све до достизања његовог жељеног процента у смеси.

Постоје три нивоа обогађења ваздуха кисеоником: низак ниво (мање од 28 зап% кисеоника), средњи ниво (28-45 зап% кисеоника) и високи ниво (изнад 45 зап% кисеоника)[71].

Позитивне стране увођења кисеоника у процесу сагоревања су: смањење потрошње горива, смањење губитака топлоте у излазним гасовима, смањење емисије штетних гасова (CO , CO_2 , NO_x), побољшање квалитета и квантитета излазног производа, виша температура процеса [72, 73]. Веома озбиљан проблем високо температуриних процеса представља велика емисија NO_x -а, а обогађење ваздуха кисеоником је један од начина за решење овог проблема. Позитивне стране увођења и примене кисеоника се могу уочити и при веома малом проценту обогађења. На пример, обогађење ваздуха кисеоником од свега 9% доводи до смањења концентрације азота и до 40%. Обогађивањем ваздуха за сагоревањем кисеоником може се постићи уштеда горива од 5-15% а у посебним случајевима смањење потрошње горива може износити и до 30% [74].

Утицај обогаћења ваздуха кисеоником на процентуални садржај азота у ваздуху приказан је на слици 44.



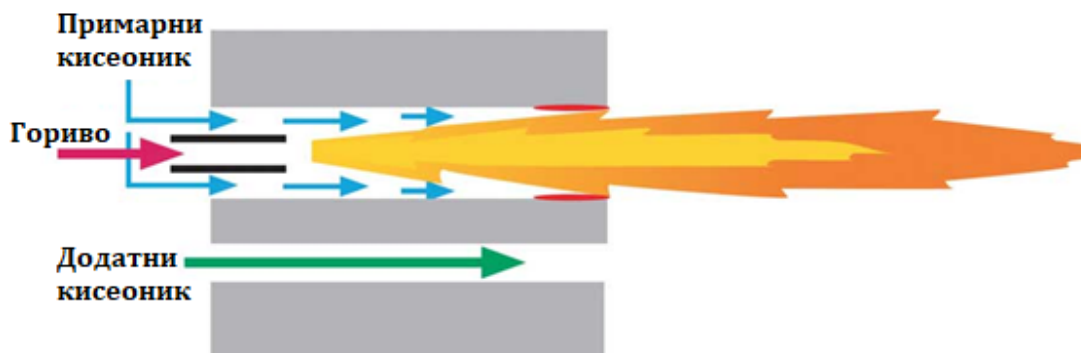
Слика 44. Утицај обогаћења ваздуха кисеоником на концентрацију азота

4.4. Начини увођења кисеоника у ротационе пећи

У циљу обогаћења ваздуха са сагоревање, постоје три начина увођења кисеоника у ротационе пећи: кроз ваздушне канале, удубавањем помоћу бризгалки у облику копља, применом кисеоничких горионика (главни и помоћни).

4.4.1. Увођење кисеоника кроз ваздушне канале

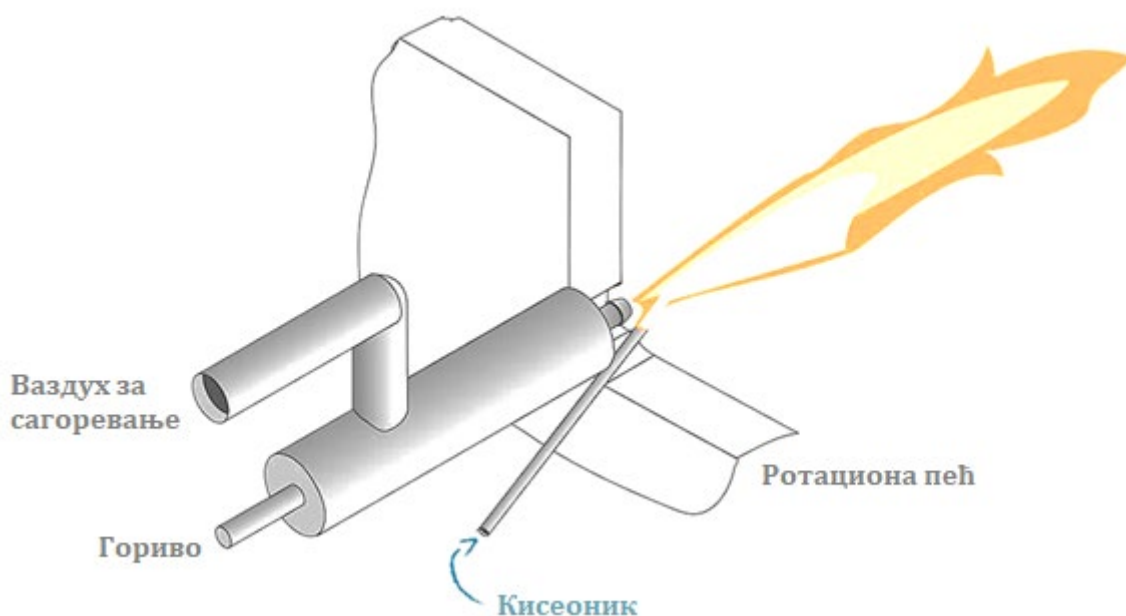
Увођење кисеоника кроз ваздушне канале у циљу обогаћавања ваздуха за сагоревање је најстарији и најчешће примењивани начин обогаћавања. Главна предност овог начина обогаћења огледа се у ниским инвестиционим трошковима за надоградњу постојећег система и једноставности система за обогаћење. Позитивне стране примене овог начина увођења кисеоника приметне су и при веома малом степену обогаћења (1-2% O_2) услед којег долази до повећања температуре унутар пећи, смањење потрошње горива и до повећања обима производње односно капацитета пећи.



Слика 45. Обогаћивање ваздуха кисеоником кроз ваздушне канале

4.4.2. Увођење кисеоника удубавањем помоћу бризгаљки у облику копља

Овај начин увођења кисеоника показао се бољим у односу на увођење кисеоника кроз ваздушне канале, а примену налази у процесима у металургији и индустрији обојених метала код којих су потребне више температуре унутар пећи за обављање технолошки процеса (процеси топљења и печења сировине). Кисеоник се уводи помоћу специјалних бризгаљки које су у облику копља у зону између пламена и сировине. У циљу спречавања прегревања плашта пећи, кисеоник се уводи у малим количина како би температура главне зоне пламена остала у дозвољеним границама. Овај начин увођења кисеоника доприноси да услед виших температура пламен дубље продире у сировину, чиме се постиже скраћење времена одвијања технолошког процеса унутар пећи. Шематски приказ овог начина увођења кисеоника дат је на слици 46.

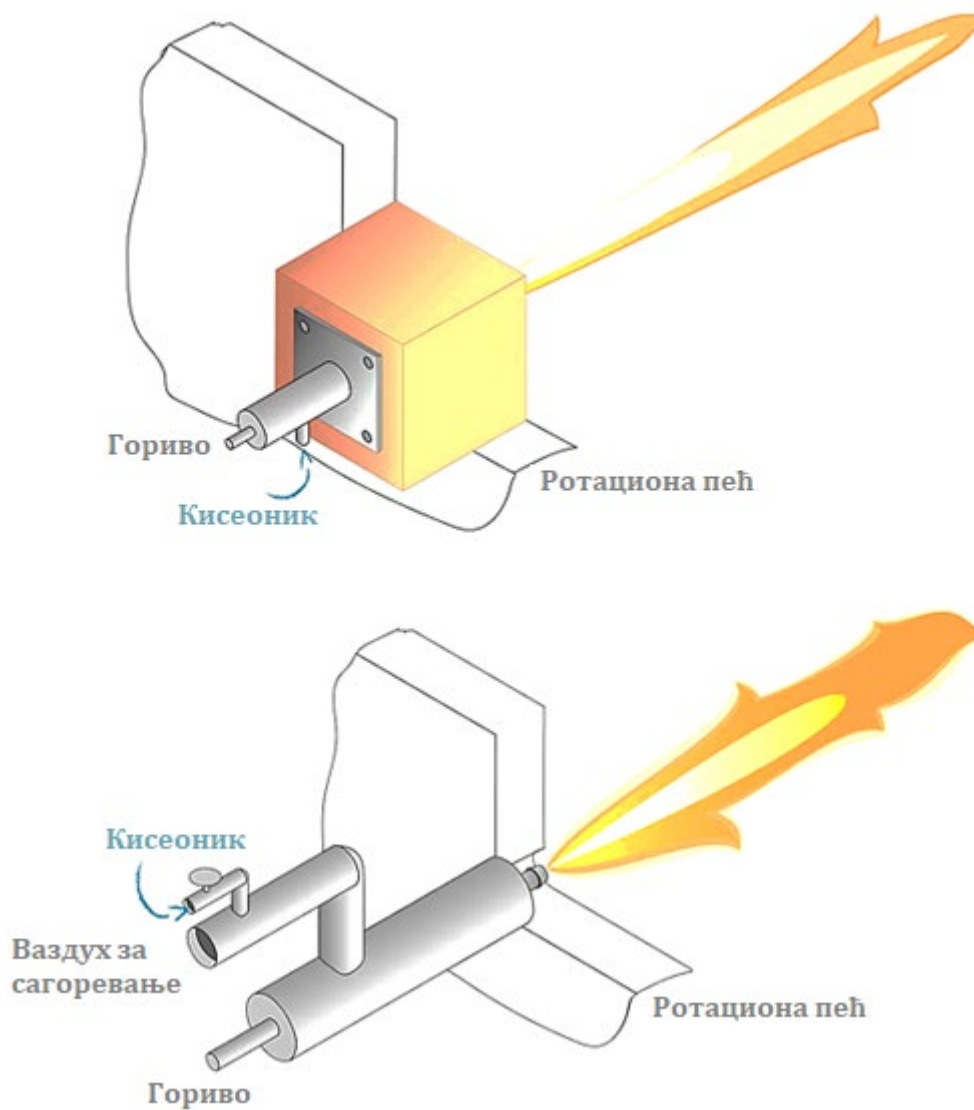


Слика 46. Увођење кисеоника помоћу бризгаљки у облику копља

4.4.3. Увођење кисеоника применом кисеоничких горионика

Развој система за обогаћивање ваздуха за сагоревање кисеоником повезан је са његовом применом као потенцијално додатним извором енергије. Недостаци обогаћивања ваздуха за сагоревање кисеоником, огледали су се пре свега у скраћењу дужине али и ширине зоне пламена што је утицало на развој и појаву тзв. брзих горионика, који додатно повећавају конвективни пренос топлоте. Веома озбиљан проблем за процесе који се одвијају на високим температурама представља појава велика емисија NO_x -а, а решење овог проблема треба тражити пре свега у обогаћивању ваздуха за сагоревање кисеоником. Услед сталних и неопходних корекција у процесима топљења и печења сировине, развијени су вишефазни горионици са подесивом дужином и ширином пламена. Њихова примена изискивала је и конструктивне промене на пећима.

У поређењу са конвенционалним горионцима, емисија NO_x -а код вишефазних горионика је смањена за 90% [75]. Шематски приказ вишефазних горионика и система за обогаћење ваздуха за сагоревање кисеоником приказан је на слици 47.



Слика 47. Увођење кисеоника применом кисеоничких горионика

ПОГЛАВЉЕ

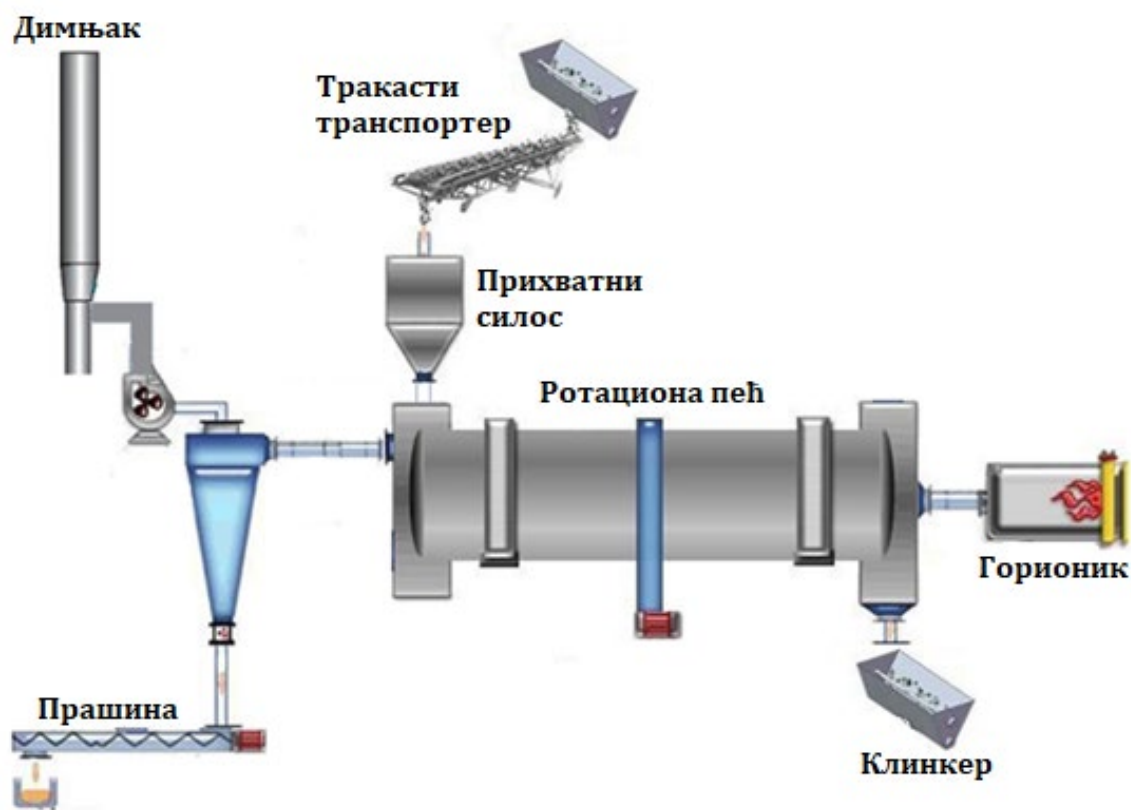
5

ОДРЕЂИВАЊЕ ТОПЛОТНОГ БИЛАНСА
РОТАЦИОНЕ ПЕЋИ

У оквиру поглавља, израчунат је материјални и топлотни биланс ротационе пећи у којој је гориво сагоревало коришћењем околног ваздуха. Материјални и топлотни биланс представља улаз у математички модел на основу кога се добија геометрија конвективно зрачног рекуператора топлоте. Испитивана ротациона пећ била је предмет истраживања у оквиру референце [50], у којој је развијено основно решење рекуператора, чије се техничко решење анализира у наставку дисертације.

5.1. Опис постројења и техничке карактеристике

Експериментална истраживања, на основу којих је израчунат материјални и топлотни биланс при различитим степенима обогаћења ваздуха кисеоником, извршена су на ротационој пећи који је саставни део линије за производњу металног магнезијума некадашње фабрике „Бела Стена“ а данас МГ Србиан-Фабрика магнезијума Бела Стена доо Баљевац. Технолошки поступак који се користио за производњи металног магнезијума је „MagneTherm“. Шематски приказ постројења чије саставни део испитивана ротациона пећ приказан је на слици 48.



Слика 48. Основни делови постројења за калцинацију доломита

Постројења за калцинацију руде доломита, која представља улазну сировину у ротациону пећ, се састоји од [50]:

- система за убацивање сировине
- ротационе пећи
- бункера за прихватање калцинисаног материјала
- врећастог филтра за пречишћавање димних гасова
- хладњака димних гасова
- система за транспорт прашине
- вентилатора
- димњака.

Након одстрањивања механичких нечистоћа и дробљења у дробиличном постројењу, сирови доломит се пропушта кроз селективна сита у којима се након сепарације добија доломит гранулације између 3 и 30mm. Припремљени доломит се путем тракастих транспортера допрема до прихватног силоса који се налази изнад ротационе пећи. Затим се уз помоћ механичких додавача убацује у ротациону пећ. Услед ротационог кретања и нагиба пећи а под дејством гравитационе силе, доломит се постепено креће ка супротном крају пећи, подиже на одређену висину помоћу тзв. „пераја“, и при свом паду пролази кроз струју врелих продуката сагоревања. Током свог кретања, доломит пролази кроз неколико температурних зона. Гледајући од места уласка сировине у ротациону пећ до места изласка готовог производа - калцината, разликују се следеће температурне зоне [50]:

Зона 1. Првих 20 m у односу на место убацивања сировине представља зону излаза гасовитих продуката. У овом делу у дужини од 3 m пећ је озидана ватросталним бетоном а преостали део шамотном ватросталном опеком. Температуре у овој зони се крећу у границама од 100-400°C и она се још назива и зоном припреме сировине. Са унутрашње стране пећи у дужини од првих 3 m, постављена су тзв. „пераја“ а у преосталом делу тзв. „кофице“ помоћу којих се врши мешање и подизање сировине.

Зона 2. Следећа зона је зона сушења чија дужина износи следећих 40 m након зоне 1. У овом делу пећ је обложена ватросталним шамотним опекама бољег квалитета него у зони 1. Температуре у оквиру зоне сушења се крећу до 700°C.

Зона 3. Након зоне припреме и зоне сушења, следи зона печења односно калцинације сировине. Калцинација представља најбитнији корак у процесу производње калцината. Ротациона пећ је у овом делу озидана ватросталном шамотном опеком најбољег квалитета а температуре у оквиру ове зоне достижу вредности и до 1300°C. Услед високих температура, улазна сировина - доломит се разграђује, при чему се добијају калцијум оксид и магнезијум оксид а ослобађа се угљендиоксид и вода која је присутна у сировини као хемијски и механички вазана.

Калцинација је ендотермна реакција чија константа равнотеже расте са порастом температуре.



Након завршеног процеса калцинације, добијени калцинат се складишти у прихватне бункере који се налазе испод ротационе пећи. Прихватни бункери су обложени шамотном опеком. Након потхлађивања калцинат се транспортује до хале за редукацију.

Основни подаци и техничке карактеристике ротационе пећи, на којој су извршена експериментална мерења улазних и излазних мерних величина, на основу којих је израчунат материјални и топлотни биланс, приказани су следећим табелама.

Табела 2. Основне карактеристике испитиване ротационе пећи

Произвођач	FIVES CAIL-BABCOCK- Француска
Дужина	80 m
Спољашњи пречник	2800 mm
Номинални капацитет	135 t на дан калцината
Угао нагиба пећи	10.8° (3%)
Капацитет	9150 kg/h
Врста горива	мазут
Број обртаја	0,75-0,95 о/мин
Потрошња горива	948,3 l/h

5.2. Опис мерних места и мерне опреме

Мерења за одређивање материјалног и топлотног биланса су извршена на мерним местима чији је положај приказан на слици 49. Мерене су следеће величине [50]:

- масени проток сировине
- температура околине
- састав и температура гасовитих продуката сагоревања
- масени проток прашине
- масени проток и температура калцината
- температура и потрошња горива (мазута)
- температура на површини ротационе пећи

Карактеристике мерне опреме у зависности од примене на одговарајућем мерном месту, приказане су у наредним табелама.

Мерно место број 1. – ММ1

1.1 Масени проток сировине	
Мерна опрема:	Дозер вага, максимално оптерећење 500 kg
Временски интервал мерења:	1 час
1.2 Температура околине	
Мерна опрема:	Термопар Chromel- Alumel
Температурни опсег:	1000°C са термокомпезатором „Норма“
1.3 Температура околине	Анемометар са ветрењачом TESTO 410-2
	
Температурни опсег:	-10 - 50°C

Мерно место број 2. – ММ2

2.1 Састав гасовитих продуката сагоревања	
Мерна опрема:	Гасни анализатор „TESTO 350XL“
	

Мерни опсег:	0-100%
2.2 Температура гасовитих продуката	
Мерна опрема:	Гасни анализатор „TESTO 350XL“
Температурни опсег:	0-1000°C

Мерно место број 3. – ММ3

3.1 Масени проток прашине	
Мерна опрема:	Техничка вага

Мерно место број 4. – ММ4

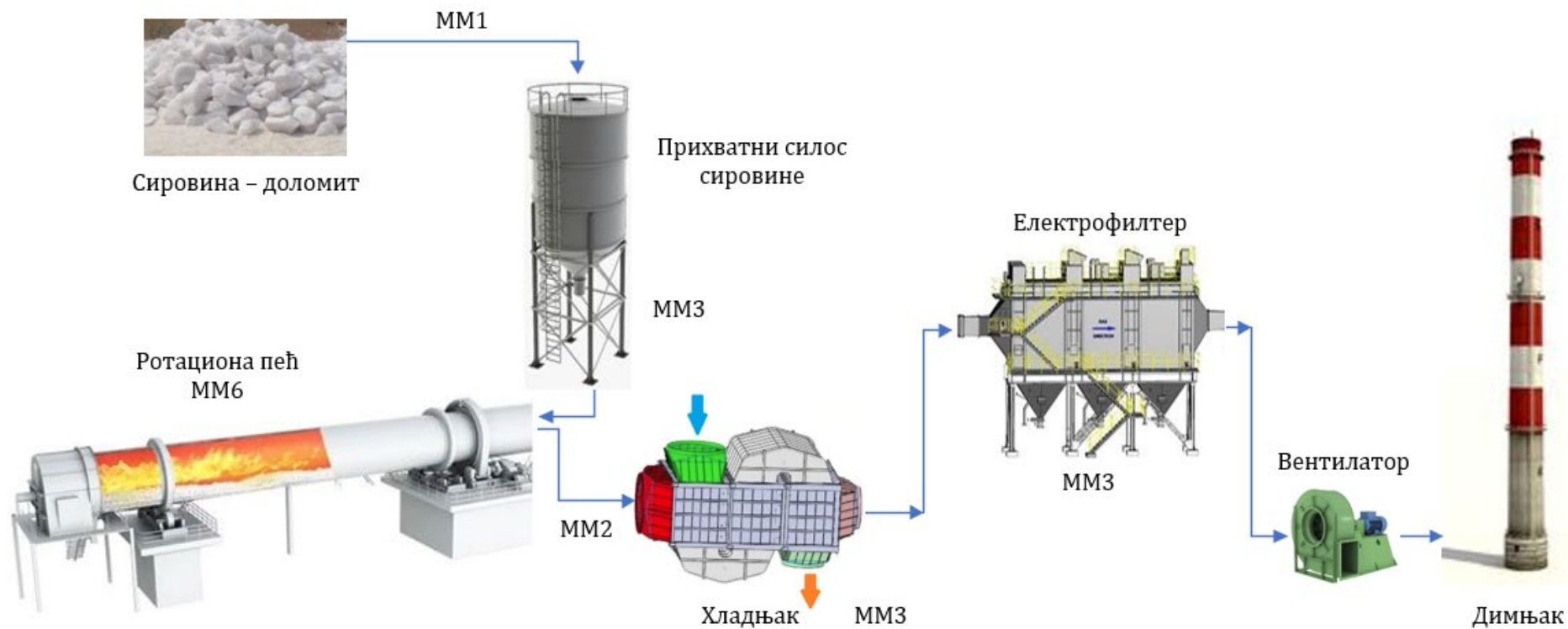
4.1 Температура калцината	
Мерна опрема:	Термопар Chromel- Alumel
Температурни опсег:	0-2000°C са термокомпезатором „Норма“
4.2 Масени проток калцината	
Мерна опрема:	Електронска погонска вага
Временски интервал мерења:	Једном за време пуњења прихватног бункера

Мерно место број 5. – ММ5

5.1 Потрошња горива (проток мазута)	
Мерна опрема:	Мерач протока
5.2 Температура загрејаног горива- мазута	
Мерна опрема:	Термопар Chromel- Alumel
Временски интервал мерења:	0-1000°C са термокомпезатором „Норма“

Мерно место број 6. – ММ6

6.1 Температура на површини плашта пећи	
Мерна опрема:	Оптички пирометар
Температурни опсег:	0-900°C
6.2 Температура на површини плашта и уочавање температурних зона	Термовизијска камера TESTO 868
	
Температурни опсег:	0-650°C
6.3 Температура на површини плашта - контрола	Термометар TESTO 830-T3
	
Температурни опсег:	-30-400°C



Слика 49. Положај мерних места у оквиру испитиваног постројења за калцинацију доломита

5.3. Измерене вредности

Ради добијања што тачнијих вредности температура на површини ротационе пећи, пећ је била подељена на 24 сегмента. Измерене вредности мерених величина за дефинисана мерна места приказане су у табели 3., [50]. Средње вредности измерених температура на плашту ротационе пећи по сегментима при сагоревању горива са околним ваздухом, приказане су у табели 4., [50].

Табела 3. Измерене вредности мерених величина

Мерно место	Назив	Јединица	Средње вредности	
ММ1 1.1	Масени проток сировине	[kg/h]	9000	
ММ1 1.2	Температура околине	[°C]	8	
ММ2 2.1	Састав гасовитих продуката сагоревања	O ₂	[%]	4,73
		CO ₂	[%]	25,56
ММ2 2.2	Температура продуката сагоревања	[°C]	343	
ММ3 3.1	Масени проток прашине	[kg/h]	315	
ММ4 4.1	Температура калцината	[°C]	995,6	
ММ4 4.2	Масени проток калцината	[kg/h]	4399	
ММ5 5.1	Потрошња горива	[l/h]	948,3	
ММ5 5.2	Температура загрејаног горива -мазута	[°C]	130	
Састав влажног гаса у димној комори – измерене вредности		Јединица		
Назив		[kg/kg_{cl}]	[mN³/ kg_{cl}]	
CO _{2v}		1,491	0,760	
SO _{2v}		0,011	0,004	
H ₂ O _v		0,209	0,261	
N _{2v}		2,128	1,702	
O _{2v}		0,058	0,041	
Укупно		3,897	2,768	

Табела 4. Средње вредности температура на плашту ротационе пећи – ММ6

Сегмент		1	2	3	4	5	6	7	8
Дужина сегмента	[m]	1	1,1	1,8	1,3	2	2,43	2,43	2,43
Средња вредност температуре	[°C]	241	294	311	328	319	332	364	304
Сегмент		9	10	11	12	13	14	15	16

Дужина сегмента	[m]	2,43	2,43	2,43	2,43	3,5	4,35	5,3	5,3
Средња вредност температуре	[°C]	263	229	221	216	194	181	173	161
Сегмент		17	18	19	20	21	22	23	24
Дужина сегмента	[m]	7,2	4,2	5,25	5,2	6,4	2,25	3,4	3
Средња вредност температуре	[°C]	152	144	141	138	136	124	113	103

Како је процес калцинација у пећи инертан, сваки експеримент са обогаћеним ваздухом је трајао 24 часа. Кисеоник је довођен из резервоара који се налазио у непосредној близини постројења. Температуре плашта су мерене помоћу контактнoг термометра TESTO 830-T2 и контролисане термовизијском камером TESTO 868 током последња 4 сата експеримената. Грешка мерења износи ± 0.5 °C + 0.5 % измерене вредности. Запремински удео кисеоника у ваздуху је контролисан на сваких 30 секунди уређајем TESTO 350 XL, при чему је релативна грешка мерења $\pm 0.8\%$. Због релативно кратког трајања експеримената, енергетски биланс пећи није рачунат. У табели 5., приказане су средње вредности температура на плашту пећи по сегментима при различитом степену обогаћења ваздуха кисеоником (22%, 23% и 24%) [50]. У случају примене обогаћеног ваздуха за сагоревање, измерене су вредности температура на плашту пећи само за првих 13 од укупно 24 сегмента.

Табела 5. Средње вредности температура на плашту пећи при различитом степену обогаћења ваздуха за сагоревање кисеоником за првих 13 сегмената

Сегмент	Дужина (m)	Средња вредност температуре у (°C) при различитом процентуалном уделу O ₂		
		22% O ₂	23% O ₂	24% O ₂
1	1	244,1	247,9	250,8
2	1,1	297,2	300,5	303,4
3	1,8	314,1	316,7	319,8
4	1,3	332,2	337,3	342,1
5	2	324,1	329,8	335,9
6	2,43	336,8	341,7	347,1
7	2,43	371,1	378,1	383,3
8	2,43	307,9	313,2	317,1
9	2,43	267,2	272,2	276,3
10	2,43	232,1	236,8	242,2
11	2,43	222,3	225,3	227,5
12	2,43	218,2	219,1	221,7
13	3,5	195,4	196,2	197,6

5.4. Материјални и топлотни биланс ротационе пећи

Материјални и топлотни биланс испитиване пећи сведен је на 1 kg произведеног калцината је израчунат коришћењем средњих вредности измерених величина. Приликом одређивања материјалног и топлотног биланса, узете су у обзир следеће претпоставке [50]:

- пећ ради у стационарним услови
- састав горива (мазута) се не мења у току времена
- просечна температура горива (мазута) на улазу у горионик износи 130°C
- просечна температура сировине (доломита) на улазу у пећ је 8°C
- просечна температура добијеног калцината на излазу из пећи је 995,6°C
- састав произведеног калцината се не мења у току времена, при чему су масени удели калцијум оксида $x_{CaO}=0,576$ и магнезијум оксида $x_{MgO}=0,408$
- измерене вредности температура на плашту пећи по сегментима се не мењају у току времена (стационарни услов)
- просечна температура околине износи 8°C
- гасовите компоненте продуката сагоревања су идеални гасови
- просечна температура прашине понесене димним гасом на излазу из пећи износи 300°C, и сачињавају је доломит са уделом од 0,06 kg/kg_d и калцинат са уделом од 0,005 kg/kg_d

У табели 6., приказане су физичке особине мазута са његовим елементарним саставом, које се користио као погонско гориво код испитиване пећи [50].

Табела 6. Физичке особине и елементарни састав горива-мазута

Елементарни састав		Физичке особине мазута	
C	84,58	LHV-доња топлотна моћ горива	40410 kJ/kg
H	11,10		
N+O	0,6	Специфични топлотни капацитет	1,717 kJ/kgK
S	0,72		
W	3	Густина	853 kg/m ³
Укупно	100%		

У табели 7., приказане су улазни подаци материјалног биланса, енергетске једначине и основне физичке величине коришћене за израчунавање топлотног биланса испитиване пећи [50]. У табели 8., дат је састав продуката сагоревања, израчунате вредности топлотног капацитета и укупна вредност физичке топлоте продуката сагоревања [50].

У табели 9., приказан је израчунати топлотни биланс ротационе пећи односно вредности улазних и излазних енергија процеса.

Табела 7. Улазни подаци и енергетске једначине за израчунавање топлотног биланса

Енергија настала сагоревањем горива $Q_1 = m_{HFO} \cdot LHV$	$m_{HFO}=0,184 \text{ kg/kg}_{cl}$ – масени проток горива, $LHV=40410 \text{ kJ/kg}$ – доња топлотна моћ горива (мазута)
Физичка топлота горива $Q_2 = m_{HFO} \cdot c_{HFO} \cdot (t_{HFO} - 0)$	$c_{HFO}=1,717 \text{ kJ/kgK}$ – табела 6. -специфични топлотни капацитет горива (мазута) $t_{HFO}=130^\circ\text{C}$ – температура горива (мазута)
Физичка топлота ваздуха $Q_3 = m_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_a - 0)$	$m_a=2,765 \text{ kg/kg}_{cl}$ – масени проток ваздуха, $c_{p,a}=1,006 \text{ kJ/kgK}$ – специфични топлотни капацитет ваздуха [77] $t_a=8^\circ\text{C}$ – температура ваздуха
Физичка топлота сировине $Q_4 = m_d \cdot c_d \cdot (t_d - 0)$	$m_d=2,013 \text{ kg/kg}_{cl}$ – масени проток сировине (доломита), $c_d=0,92 \text{ kJ/kgK}$ – специфични топлотни капацитет сировине (доломита) [78] $t_d=8^\circ\text{C}$ – температура сировине (доломита)
Физичка топлота продуката сагоревања $Q_5 = \sum_{i=1}^5 V_i \cdot c_{p,i} \cdot t$	видети табелу 8.
Физичка топлота калцината $Q_6 = m_{cl} \cdot c_{cl} \cdot (t_{cl} - 0)$ $c_{cl} = x_{CaO} \cdot c_{CaO} + x_{MgO} \cdot c_{MgO}$	$m_{cl}=1 \text{ kg}$ – масени проток калцината, $c_{cl}=1,008 \text{ kJ/kg}_{cl}\text{K}$ -специфични топлотни капацитет калцината, $t_{cl}=995,6^\circ\text{C}$ – температура калцината $c_{CaO}=0,7739+0,0002 \cdot t-7,216 \cdot 10^{-8} \cdot t^2$ – специфични топлотни капацитет калцијум оксида $c_{MgO}=0,8736+0,0006 \cdot t-3,7538 \cdot 10^{-7} \cdot t^2+1,0131 \cdot 10^{-10} \cdot t^3$ – специфични топлотни капацитет магнезијум оксида [79]
Топлота декарбонизације $Q_7 = x_{CaO} \cdot \Delta H_{CaO} + x_{MgO} \cdot \Delta H_{MgO}$	$x_{CaO}=0,576$ – масено учешће калцијум оксида у калцинату, $x_{MgO}=0,408$ – масено учешће магнезијум оксида у калцинату,

	$\Delta H_{CaO}=3177 \text{ kJ/kg}_{cl}$ – топлота декарбонизације калцијум оксида $\Delta H_{MgO}=2925 \text{ kJ/kg}_{cl}$ – топлота декарбонизације магнезијум оксида
Физичка топлота прашине $Q_8 = m_{dust} \cdot c_{dust} \cdot (t_{dust} - 0)$	$m_{dust}=0,065 \text{ kg/kg}_{cl}$ – масени проток проток прашине, $c_{dust}=1,008 \text{ kJ/kgK}$ – специфични топлотни капацитет прашине $t_{dust}=300^\circ\text{C}$ – температура прашине
Топлота декарбонизације прашине $Q_9 = 0.005 \cdot Q_7$	
Топлота сушења сировине $Q_{10} = m_{H_2O,d} \cdot (r + c_{pH_2O} \cdot (t_d - 0))$	$m_{H_2O}=0,018 \text{ kg/kg}_{cl}$ – масени проток водене паре, $r=2258 \text{ kJ/kg}$ – топлота загревања и испаравања воде у сировини c_{pH_2O} – специфични топлотни капацитет водене паре
Укупан губитак топлоте са плашта пећи $Q = \sum_{i=1}^4 Q_i - \sum_{i=5}^{10} Q_i$	видети табелу 9.
$\eta = (Q_6 + Q_7)/(Q_1 + Q_2)$	степен корисности ротационе пећи

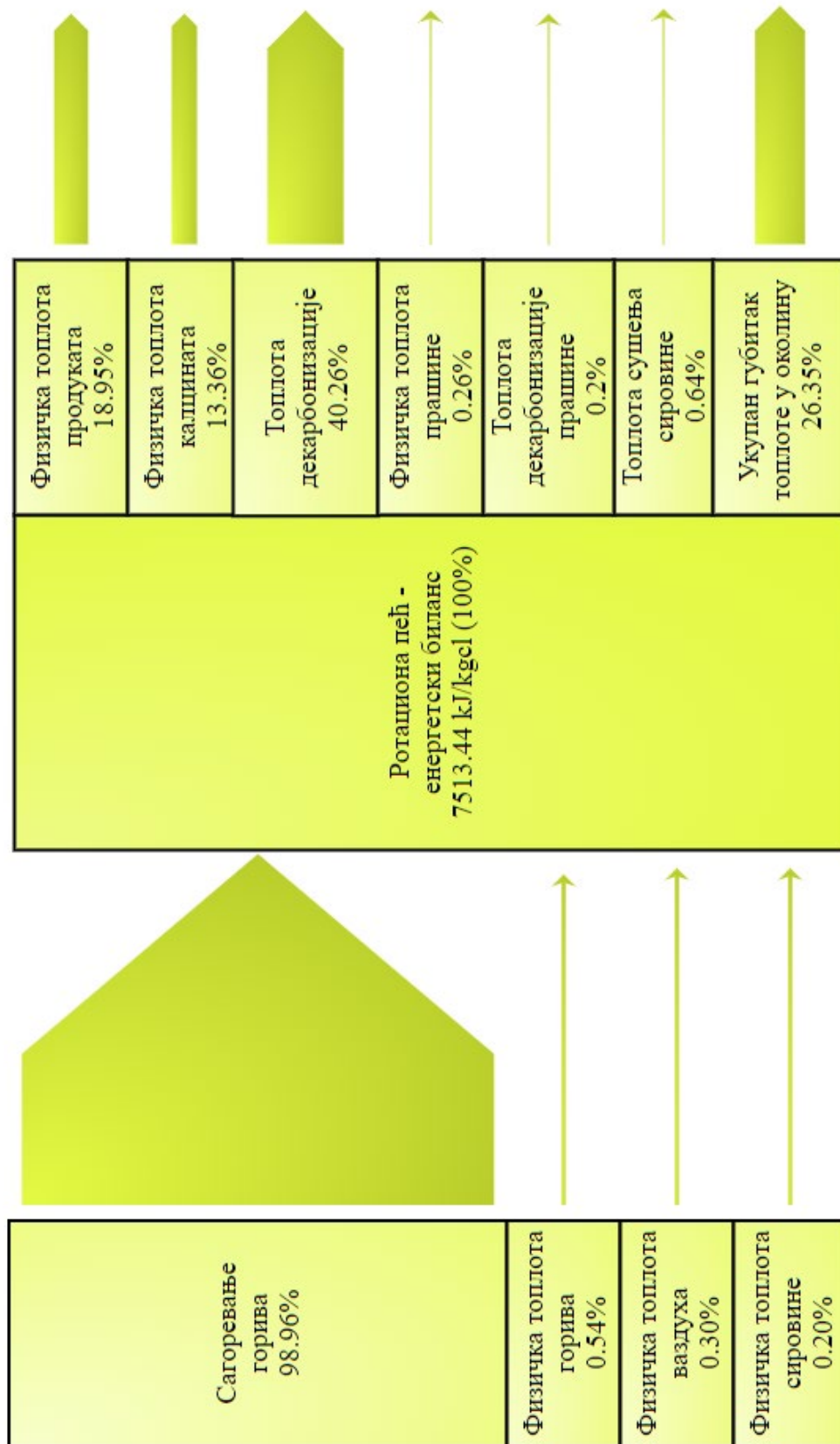
 Табела 8. Физичка топлота Q_5 , састав и специфични топлотни капацитет продуката сагоревања

Гас	Састав продуката сагоревања [mN ³ /kg _{cl}]	Средњи специфични топлотни капацитет при константном притиску c_p [kJ/m ³ ·°C]
CO ₂	0,760	$1,6233 + 8,8373 \cdot 10^{-4} \cdot t - 3,4117 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 5,1156 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$
SO ₂	0,004	$1,7392 + 8,6734 \cdot 10^{-4} \cdot t - 4,5612 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 9,3331 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$
H ₂ O	0,261	$1,4864 + 1,9541 \cdot 10^{-4} \cdot t + 5,4782 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 - 1,6702 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$
N ₂	1,702	$1,2860 + 8,8706 \cdot 10^{-5} \cdot t + 2,4109 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 - 9,1475 \cdot 10^{-12} \cdot t^3$
O ₂	0,041	$1,2943 + 2,4487 \cdot 10^{-4} \cdot t - 7,2489 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 9,5706 \cdot 10^{-12} \cdot t^3$
Средња вредност температуре продуката на излазу из пећи [°C]		343

Физичка топлота продуката сагоревања $[kJ/kgcl]$ $Q_5 = \sum_{i=1}^5 V_i \cdot c_{p,i} \cdot t$	1423,78
---	----------------

Табела 9. Топлотни биланс испитиване пећи

Процеси трансформације енергије	Јединица
Улазна енергија	$[kJ/kgcl]$
Енергија настала сагоревањем горива – Q ₁	7435,44
Физичка топлота горива - Q ₂	40,93
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	22,25
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82
Укупно:	7513,44
Излазна енергија	
Физичка топлота продуката сагоревања - Q ₅	1423,78
Физичка топлота калцината - Q ₆	1003,54
Топлота декарбонизације - Q ₇	3023,35
Физичка топлота прашине - Q ₈	19,66
Топлота декарбонизације прашине - Q ₉	15,12
Топлота сушења сировине - Q ₁₀	48,01
Укупни губитак топлоте са плашта ротационе пећи - Q	1979,98
Укупно:	7513,44



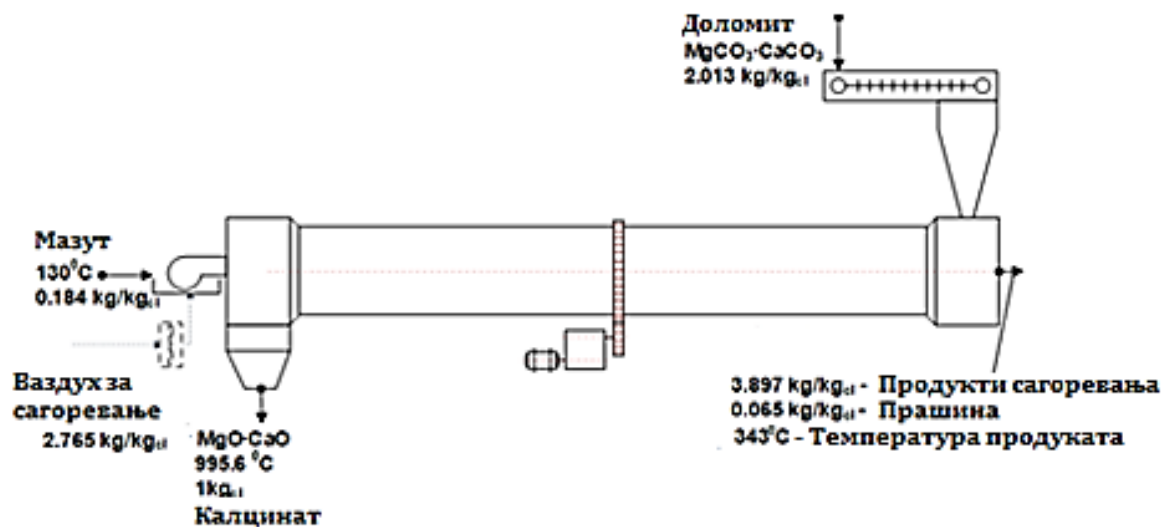
Слика 50. Шематски приказ топлотног биланса испитиване ротационе пећи

На основу експериментално измерених величина и енергетских једначина приказаних у табели 7., и на основу израчунатог топлотног биланса, приказаног у табели 9., израчунат је степен корисности испитиване ротационе пећи који износи 53,88%. Главни разлози ниског степена корисности леже у губицима топлоте: са плашта пећи, у излазним гасовима и губитку топлоте садржаном у произведеном калцинату, који из пећи излази на изузетно високој температури. Овако висока температура излазног калцината је неопходна ради обављања следеће фазе технолошког процеса.

Топлотни биланс приказан у табели 9. се користи за израчунавање губитка топлоте са плашта ротационе пећи. Добијена вредност губитка топлоте са плашта износи 26.35% и поклапа са подацима приказаним у референци [80] за исту врсту пећи.

5.5. Аналитичка валидација губитка топлоте са плашта ротационе пећи

У циљу примене рекуператора за искоришћење отпадне топлоте са плашта, неопходно је да се изврши аналитичка валидација овог губитка топлоте. Конвективно зрачни рекуператор је постављен изнад зоне калцинације. Шематски приказ ротационе пећи са материјални билансом дат је на слици 51.



Слика 51. Шематски приказ ротационе пећи са материјалним билансом

Главне карактеристике пећи су: дужина 80 m, спољни пречник 2,8 m, брзина ротације 0,75-0,95 о/мин, угао нагиба 3%, номинални капацитет 135 t/дан калцината ($CaO \cdot MgO$), просечна потрошња мазута при максималној производности износи 948,3 l/h [31].

Услед ротационог кретања и нагиба, унутар пећи ње, долази до супротносмерног струјања продуката сагоревања у односу на смер кретања сировине - доломита ($CaCO_3 \cdot MgCO_3$) [31]. Топлотни губитак са плашта ротационе пећи одређен на основу материјалног и топлотног биланса, аналитички је верификован и приказан у референци [31]. Плашт ротационе пећи је подељен на 24

сегмента. Подела пећи на сегменте није геометријски већ температурно условљена. При мерењу су издвојене зоне на плашту пећи према приближно константним температурама. Средња вредност температуре на сегменту укључујући и њихову дужину, дате су у табели 4.

Укупни губитак топлоте са плашта пећи представља збирни губитак топлоте који се конвекцијом и зрачењем одаје у околину, и израчунат је на основу израза:

$$\dot{Q} = \sum_{i=1}^{24} \dot{Q}_{conv s,i} + \sum_{i=1}^{24} \dot{Q}_{rad s,i} = \sum_{i=1}^{24} \alpha_{s,i} A_{s,i} (t_{s,i} - t_o) + \sum_{i=1}^{24} \sigma \varepsilon A_{s,i} (T_{s,i}^4 - T_o^4) \quad (1)$$

Са једне стране ротационе пећи налази се зид објекта а са друге стране налази се још једна пећ сличних димензија. Узимајући у обзир карактеристичан положај испитиване пећи, за који се може рећи да нити је отворен а ни потпуно заклоњен, губитак топлоте конвекцијом $\dot{Q}_{conv s}$ за сваки i -ти сегмент, израчунат је на основу модела за случај природне конвекције и хоризонталног цилиндра [81], (узет из [82]), и дат је изразом:

$$\dot{Q}_{conv s,i} = \alpha_{s,i} A_{s,i} (t_{s,i} - t_o) \quad (2)$$

Коефицијент прелаза топлоте за i -ти сегмент одређен је на основу:

$$\alpha_{s,i} = \frac{N_{u s,i} \cdot \lambda}{l} \quad (3)$$

при чему је карактеристична дужина l , на основу које се израчунавају Нуселтов и Рајлијев број:

$$l = d \quad (4)$$

Нуселтов број N_u , је израчунат на основу израза:

$$N_{u s,i} = \{0.60 + 0.387 \cdot [Ra \cdot f_3(Pr)]^{1/6}\}^2 \quad (5)$$

при чему функција $f_3(Pr)$ описује утицај Прантл-овог броја на читавом опсегу од $0 < Pr < \infty$, и дата је изразом:

$$f_3(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (6)$$

Губитак топлоте зрачењем $\dot{Q}_{rad s}$ i -тог сегмента, израчунат је за случај „цеви која се налази у великој просторији“ [83], и дат је изразом:

$$\dot{Q}_{rad s} = \sum_{i=1}^{24} \dot{Q}_{rad s,i} = \sum_{i=1}^{24} \sigma \varepsilon A_{s,i} (T_{s,i}^4 - T_o^4) \quad (7)$$

где су:

$\sigma = 5,6704 \cdot 10^{-8} [W/m^2 K^4]$ - Штефан Болцманова константа,

$\varepsilon = 0,8$ - коефицијент емисије за оксидисану челичну површину,

$A_{s,i} [m^2]$ - карактеристична површина i -тог сегмента,

$T_{s,i} [K]$ - температура на површини i -тог сегмента и

$T_o = 281,15 (K)$ - температуре околине.

Вредности добијене на основу претходно наведених израза показале су добро поклапање са вредностима топлотног биланса (видети референцу [31]), и коришћене су у наставку рада за израчунавање: (1) губитака топлоте са плашта ротационе пећи у случају када се за сагоревање горива користи ваздух са различитим степеном обогаћења кисеоником, и (2) температура на површини рекуператора у случају када је познат топлотни губитак. На основу претходно дефинисаног модела (једначина (1)), у табели 10. су приказани израчунати губици топлоте по сегментима изнад најврелијег дела плашта ротационе пећи у зависности од запреминског удела кисеоника у ваздуху за сагоревање. Први сегмент је постављен на дужини од 3,9 m до 5,2 m у односу положај горионика ротационе пећи, и тако редом на даље. Експериментално добијене вредности температура сегмената приказане су у табелама 4. и 5. и објашњене у одељку 5.3.

Табела 10. Температуре плашта, коефицијенти прелаза топлоте и топлотни губици са сегмената изнад најврелије зоне пећи у зависности од степена обогаћења ваздуха

O_2 (%)	сегмент, i	1	2	3	4	5	6	7
		дужина, l_i	1,3	2	2,43	2,43	2,43	2,43
20,95	$t_{s,i}$ (°C)	328,0	319,0	332,0	364,0	304,0	263,0	229,0
	α (W/(m ² K))	9,09	9,01	9,13	9,41	8,86	8,43	8,05
	Q (kW)	97,7	142,4	187,1	225,2	157,5	120,0	93,6
22	$t_{s,i}$ (°C)	332,2	324,1	336,8	371,1	307,9	267,2	232,1
	α (W/(m ² K))	9,13	9,06	9,17	9,48	8,90	8,49	8,09
	Q (kW)	100,2	146,9	192,5	234,4	161,4	123,6	95,8
23	$t_{s,i}$ (°C)	337,3	329,8	341,7	378,1	313,2	272,2	236,8
	α (W/(m ² K))	9,18	9,11	9,22	9,53	8,95	8,54	8,15
	Q (kW)	103,31	151,98	198,18	243,62	166,85	127,87	99,32

Укупна дужина рекуператор топлоте износи 15,45 m. Ово је расположива дужина за постављање рекуператора зато што првих 3,9 m представља стационарни део пећи изнад кога није могуће поставити рекуператор топлоте, а након 19,35 m температуре плашта драстично опадају. Део након 19,35 m је са знатно нижим температурама плашта и овај део пећи би се могао изоловати [31].

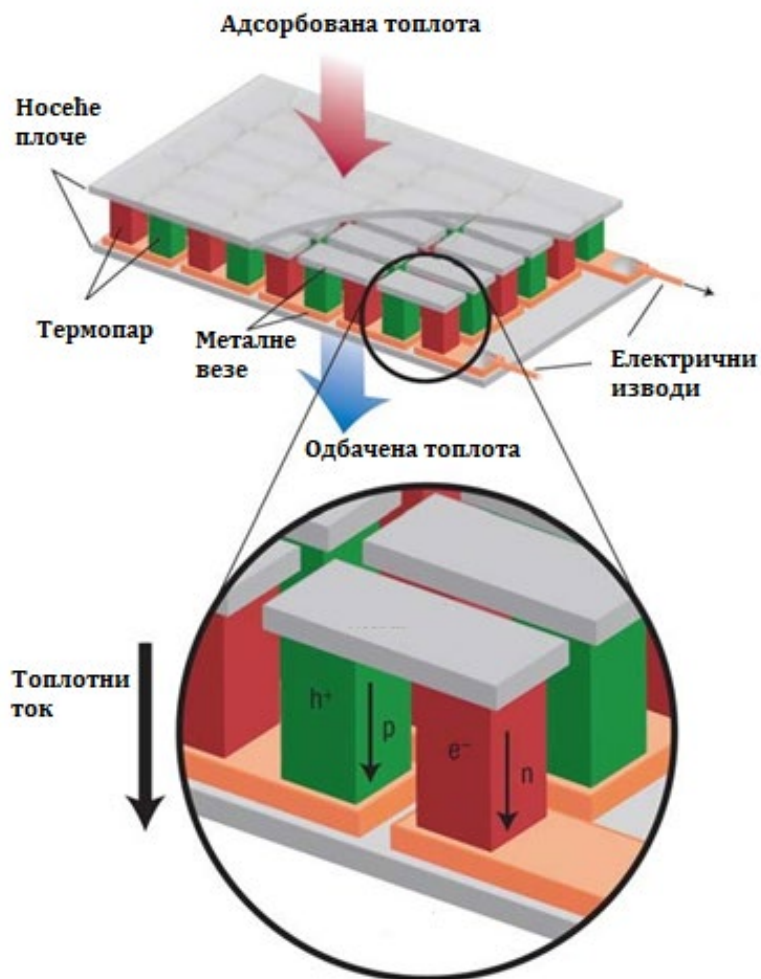
Иако пећ ради у стационарном радном режиму, постоје незнатна одступања у измереним вредностима температура на плашту, које настају као последица промене технолошких параметара (промена састава сировине -доломита, пулсација горионика и сл.) и озида пећи (испадање и оштећење на озиду, хабање озида).

5.6. Начини за искоришћење отпадне топлоте са плашта ротационе пећи

Као што је наглашено, ротационе пећи су уређаји који служе да се улазна сировина загреје на високу температуру у континуалном процесу. Налазе примену у бројним технолошким процесима, као што су [32]: производња цемента, калцинација, инсинерација отпада, сушење, производња алуминијума, производња активног угља, пиролиза, производња хране итд. Код ротационих пећи код којих се одвијају високо температурни процеси, губитак топлоте у околину са плашта пећи има веома значајну улогу. У цементној индустрији тај губитак се креће од 8-15% [85], у процесу производње магнезита 24.8% [80], у процесу калцинације руде доломита 17.17% [31] од укупно унете топлотне енергије. Овај губитак топлоте је променљив и зависи од примене, односно од: технолошког процеса који се одвија унутар пећи, топлотне отпорности површине и стања ватросталне облоге пећи, и у мањој мери од спољашњих услова, односно услова околине. Процена утицаја стања површине и потенцијални проблеми који настају у зависности од врсте ватросталне облоге, истражени су у оквиру референце [86]. У зависности од врсте технолошког процеса на ротационој пећи се разликује неколико температурних зона. У циљу смањења губитка топлоте са становишта другог закона термодинамике, постављање изолације око плашта пећи представља најједноставније решење. Код пећи код којих се одвијају високотемпературни процеси постављане изолација изнад зоне оксидације може да угрози њену стабилност. Да би се спречило прегревање, у референцама [56, 59] аутори су предвидели постављање ревизионих отвора на изолационом слоју. Други аутори су представили решења за искоришћење губитака топлоте, и то за:

(1) Производњу електричне енергије у термоелектричним генераторима („Thermoelectric generator – ТЕГ), уређајима који су постављени на додатном секундарном омотачу који је саосан са ротационом пећи [87, 88]. Градијент температуре између два краја термоелектричног модула доводи до појаве

електричне енергије, која настаје као резултат Зебековог¹⁶- ефекта („Seebeck effect“).



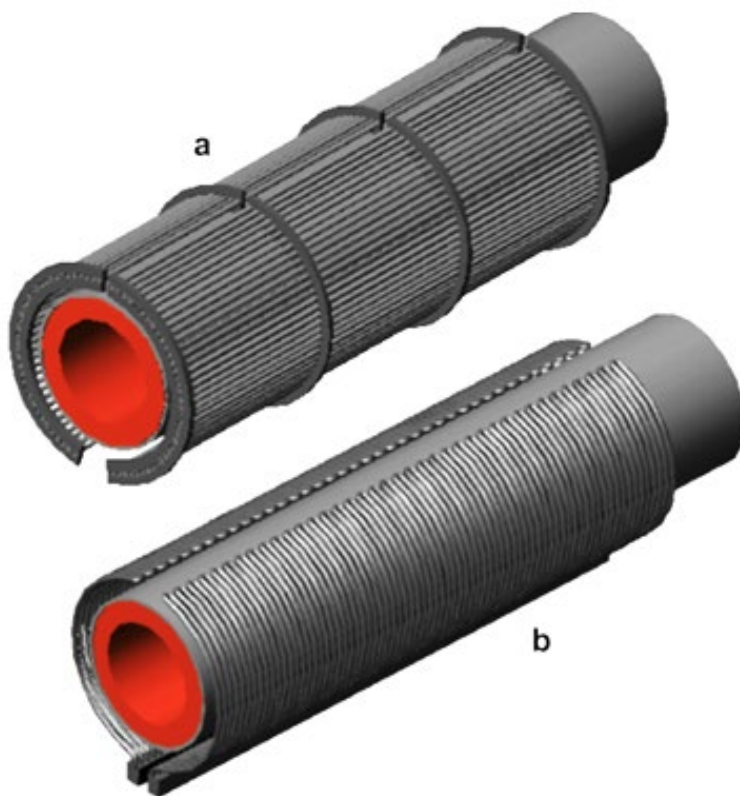
Слика 52. Термоелектрични генератор

Зебеков ефекат представља појаву стварања електричног потенцијала који настаје као последица температурне разлике између два различита међусобно повезана метала. Типичан пример уређаја који ради на принципу Зебековог ефекта је термопар који мери разлику потенцијала на хладном и топлом крају за два различита материјала. Измерена разлика потенцијала пропорционална је разлици температура између топлог и хладног краја. На овај начин уз помоћ ТЕГ модула се добија струја веома ниског напона, свега неколико mV. Велики број ТЕГ модула међусобно повезаних могу произвести малу количину електричне енергије под условом да се одржава што већа температурна разлика на њиховим спојевима. ТЕГ модули постављени око пећи уједно представљају и топлотну изолацију због тога

¹⁶ Thomas Johann Seebeck 1770.-1831. – Немачки физичар који је истраживао везу између топлоте и магнетизма.

што термоелектрични материјали обично имају ниску топлотну проводљивост [87].

(2) Загревање воде. *Saruto* и *остали* [85], су развили и оптимизовали конструкцију рекуператора топлоте за загревање воде који користи само губитак топлоте зрачењем са плашта ротационе пећи. На слици 53. приказано је ово конструкционо решење при чему се рекуперисана топлота користи у систему даљинског грејања.



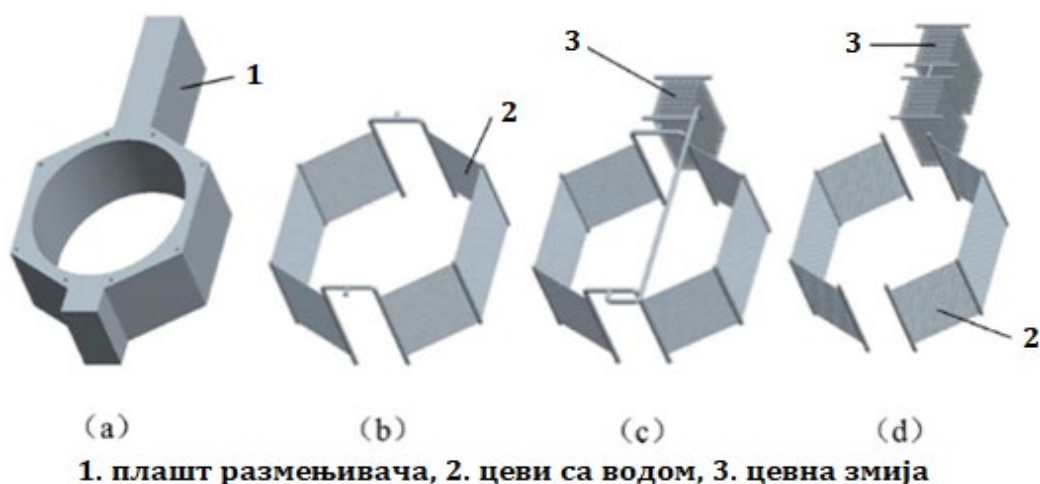
Слика 53. а) *Размењивач топлоте са аксијалним распоредом цеви.* б) *Размењивач топлоте са савијеним цевима*

У референци [89], представљено је још једно конструкционо решење за искоришћење отпадне топлоте зрачењем. Конструкцију чине панели који су постављени са обе стране ротационе пећи у дужини од 18 метара. Растојање између плашта ротационе пећи и панела износи 0,5 метара. Радни флуиди су амбијентални ваздух и вода која циркулише кроз бакарне цеви уграђене унутар панела. Ово конструкционо решење приказано је на слици 54.



Слика 54. Шематски приказ предложеног конструкционог решења [89]

Експерименталним истраживањима и нумеричким симулацијама, Yin и остали [61, 62, 90], представили су и оптимизовали конструкционо решење рекулерирања топлоте за загревање воде који користи отпадну топлоту са ротационе пећ која је део система у оквиру фабрике цемента. У референци [61], аутори су експериментално испитивали три потенцијалне конструкције рекулерирања топлоте. На слици 55., приказани су основни делови предложеног конструкционог решења [61].



Слика 55. Шематски приказ варијантних решења рекулерирања топлоте

Конструкционо решење се састоји од размењивача постављеног у шестоугаони омотач који користи отпадну топлоту зрачењем, и једног или два размењивача топлоте, тзв. цевне змије које служе да се рекулерише конвективни

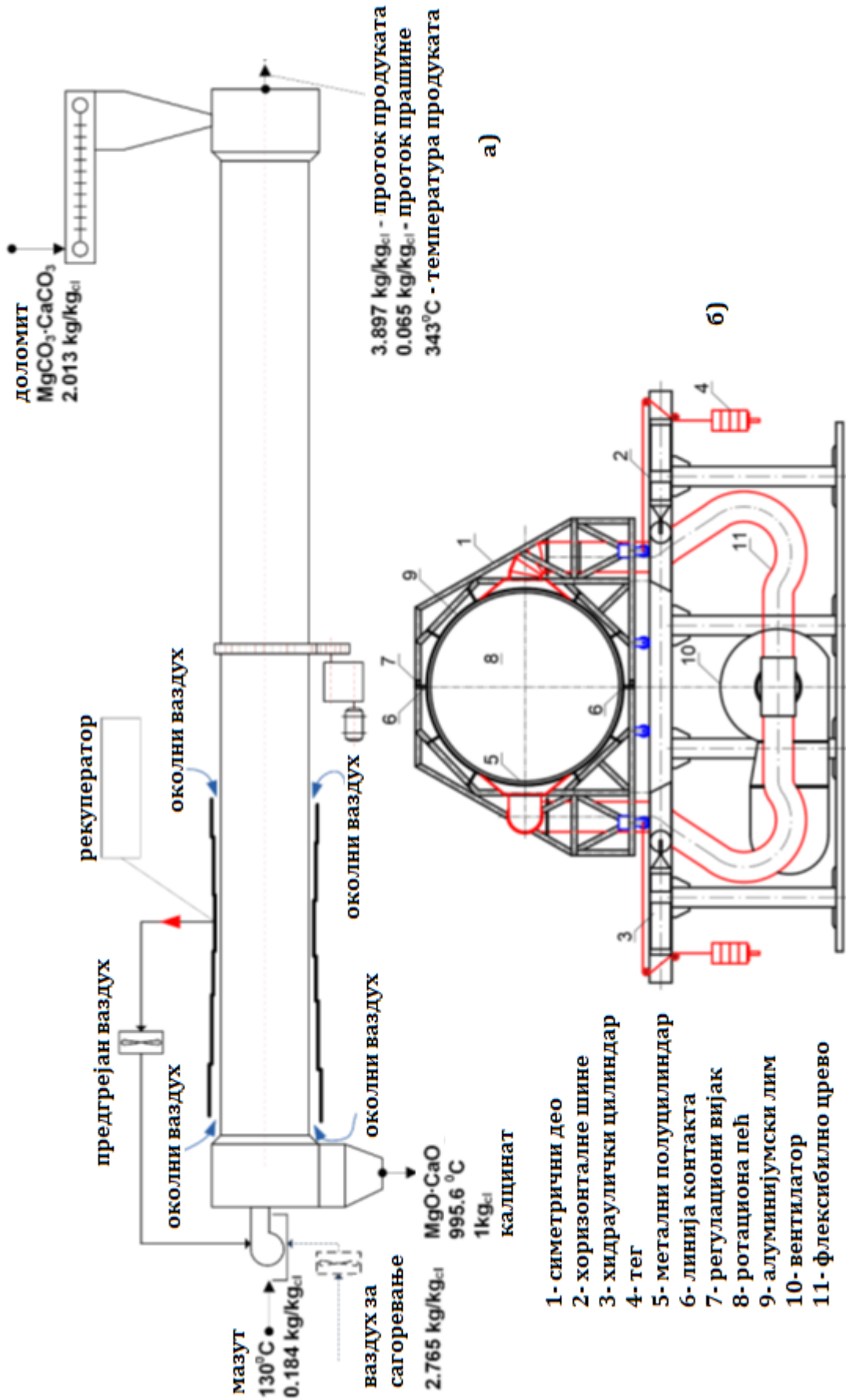
губитак топлоте. Код приказаног конструкционог решења, ваздух струји вертикално на горе у простору између ротационе пећи и размењивача а пречник пећи на којој је постављен описани рекуператор износи 4060 mm.

За разлику од претходно представљених решења за искоришћење губитка топлоте са плашта ротационе пећи, у референци [31], аутори су представили конструкцију рекуператора који користи сву отпадну топлоту (конвекцијом и зрачењем) са плашта ротационе пећи за предгревање ваздуха за сагоревање. Рекуператор топлоте који има променљиве пречнике по сегментима, постављен је изнад најтоплије зоне пећи, зоне калцинације, где су температуре на плашту пећи највише. Ваздух се доводи на један и други крај рекуператора а извлачи помоћу вентилатора на тачно дефинисаном месту. Рекуператор је тако димензионисан да ваздух узима тачно ону количину топлоте која је једнака топлотном губитку који се зрачењем и конвекцијом одаје у околину са „голе“ пећи. На слици 56., под а), дат је шематски приказ рекуператора топлоте постављеног изнад најтоплије зоне ротационе пећи. Предложено решење користи укупан губитак топлоте (конвекцијом и зрачењем) са плашта и на крајевима између рекуператора и ротационе пећи није потребно обезбедити никакво заптивање. На слици 56., под б), приказан је попречни пресек рекуператора са основним деловима носеће конструкције која се поставља око плашта ротационе пећи. Решење се састоји из два симетрична дела (1) коју чине полуцилиндри и носеће конструкције. Аксијално померање делова је омогућено преко металних точкића који се крећу дуж хоризонтално постављених шина (2). Међусобни спој конструкционих половина се постиже под дејством хидрауличких цилиндара (3). У случају неопходних поправки, контроле или непредвиђених хитних интервенција, раздвајање конструкционих половина се постиже растеређивањем хидрауличких цилиндара (3), а потпуно раздвајање се остварује уз помоћ тегова (4) који су причвршћени за крајеве носеће конструкције рекуператора топлоте (видети слику 56. б)). Унутрашњу површину симетричних делова (1) чине метални полуцилиндри (5), унапред одређених димензија, који су у међусобно споју дуж контактне линије (6). Растојање и заптивеност споја на линији контакта (6) између металних полуцилиндричних површина (5) постиже се уз помоћ регулационих вијака (7). Постављањем симетричних делова (1) око ротационе пећи (8) формира се прстенасти међупростор кроз који струју ваздух. У циљу постизања што боље заптивености споја између полуцилиндричних површина (5) дуж контактне линије (6) постављен је заптивни материјал. Да би се минимизирао губитак топлоте са полуцилиндричних површина (5), оне су изоловане минералном вуном која је обложена алуминијумским лимом (9). Помоћу вентилатора (10) и флексибилних црева (11) предгрејан ваздух се извлачи изнад зоне са највишом температуром. На крајевима рекуператора постављене су жалузине помоћу којих се подешава проток ваздуха. У референци [91], експериментално је испитано модификовано

конструкционо решење, у коме је додат још један прстенасти омотач који је испуњен парафинским воском, материјалом који мења фазу¹⁷.

Приказано решење рекуператора топлоте на слици 56., је веома исплативо, једноставно за израду, омогућава искоришћење укупних губитака топлоте (конвекцијом и зрачењем) са плашта, спречава његово прегревање и што је најбитније не утиче на промену параметара технолошког процеса који се одвија унутар ротационе пећи. Ипак, под одређеним условима примена приказаног конструкционог решења може имати и негативне стране. Због стишљивости ваздуха, он као медијум за пренос топлоте на растојањима већим од неколико десетина метара је економски неисплатив. Међутим, главни недостатак описаног решења јесте нагло приближавање површине рекуператора топлоте плашту ротационе пећи у зони извлачења предгрејаног ваздуха (видети слику 56.). Критично је место где се ваздух извлачи из међупростора, односно где је температурна разлика између предгрејаног ваздуха и површине плашта ротационе пећи најмања. Како би ваздух узео тачно дефинисану количину топлоте са дате површине, потребно је да коефицијенти прелаза топлоте имају већи вредности. Да би се то остварило неопходно је да и брзина буде већа. Веома мало растојање између површине плашта ротационе пећи и рекуператора топлоте представљало би нерешив проблем код пећи које имају велики ексцентрицитет у току ротирања. Значај овог проблема је детаљно истражен у референци [92], и аутори су дошли до закључка да је веома битан положај рекуператора топлоте у односу на носеће ослонце ротационе пећи.

¹⁷ Материјали за промену фазе су супстанце које апсорбују или ослобађају велике количине тзв. „латентне“ топлоте током фазног прелаза (мењања агрегатног стања)



Слика 5б. а) Шематски приказ основног рекуператора топлоте и ротационе пећи са материјалним билансом. б) Попречни пресек основног рекуператора [31]

ПОГЛАВЉЕ

6

**УНАПРЕЂЕЊЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ОСНОВНОГ
КОНВЕКТИВНО ЗРАЧНОГ РЕКУПЕРАТОРА**

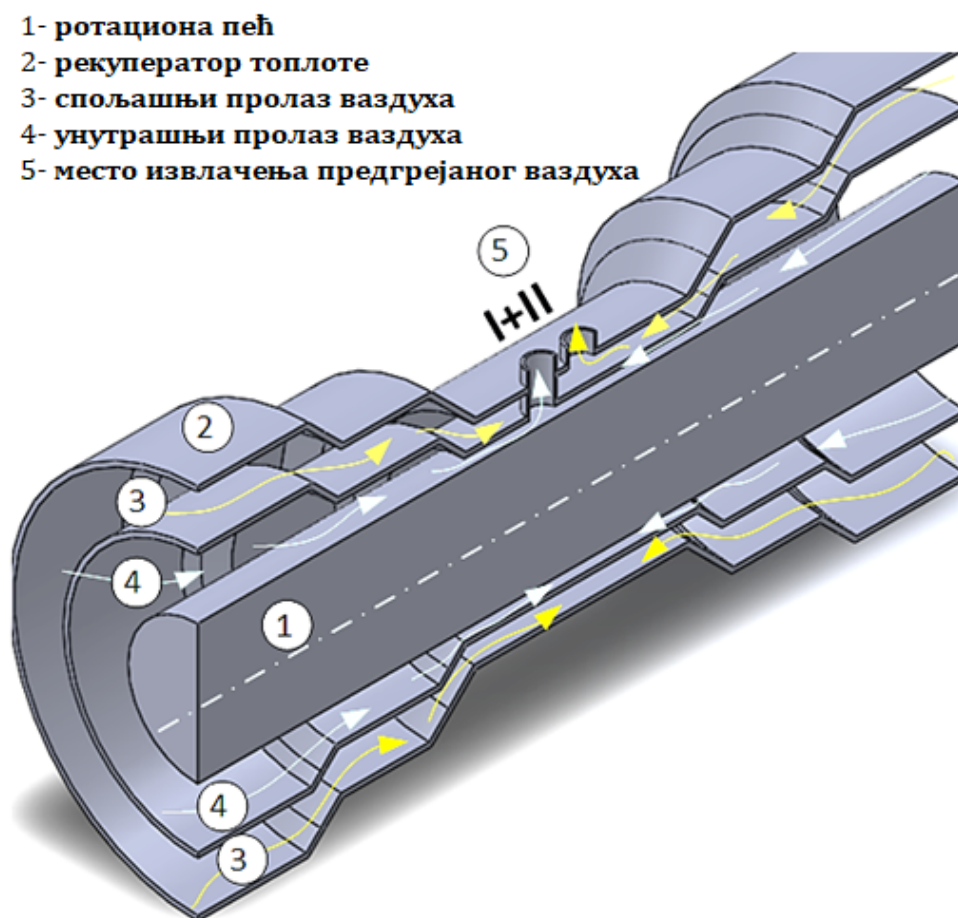
У циљу постизања што је могуће више излазне температуре предгрејаног ваздуха, тј. повећања ефикасности и искоришћења укупних губитака топлоте са плашта пећи, анализирана су потенцијална конструктивна решења конвективно зрачних рекуператора која ће бити приказана у наставку. Сва решења базирају се на истим принципима као и основна конструкција рекуператора приказана на слици 56.:

- конструкција се користи за загревање ваздуха
- није потребно заптивање између рекуператора и пећи
- променом растојања између саосних цилиндара регулише се размењена количина топлоте

Одговор на питање где и на који начин најбоље искористити предгрејан ваздух може дати Пинч анализа, која је примењена у референци [93].

6.1. Рекуператор топлоте са два пролаза

Прво анализирано конструкционо решење представља рекуператор топлоте са два пролаза (РДП) и приказан је на слици 57.

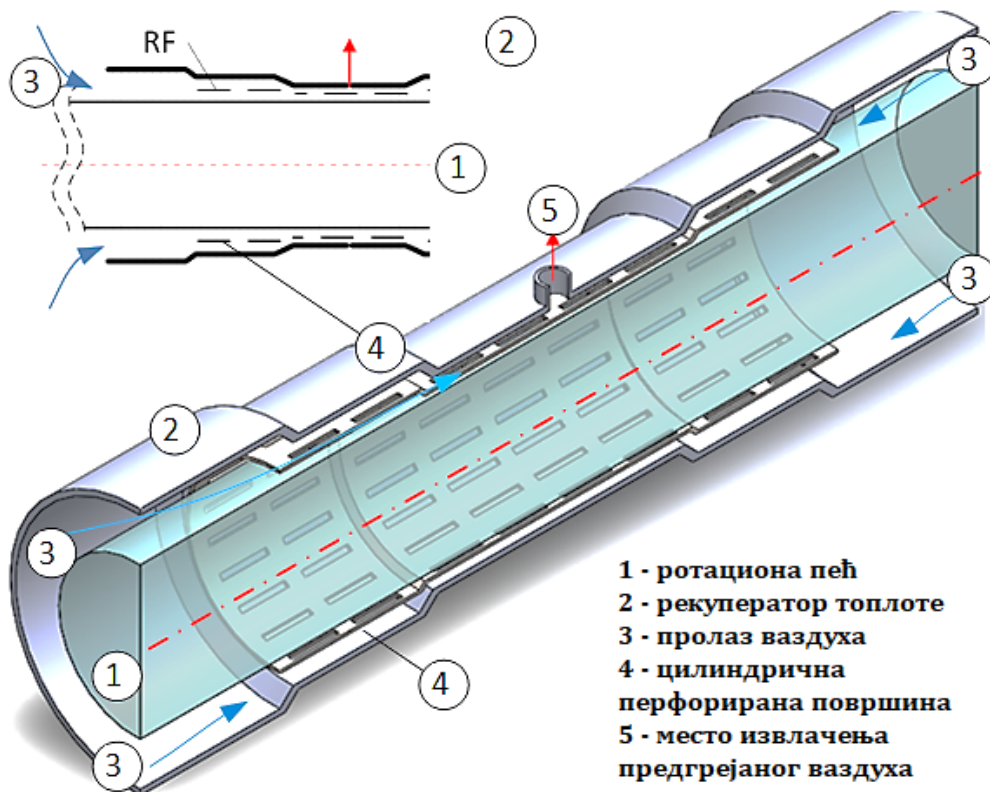


Слика 57. Рекуператор топлоте са два пролаза

Пројектован је тако: (*) да се смањи брзина струјања ваздуха кроз унутрашњи пролаз (4) и да смањење брзине смањи коефицијенте прелаза топлоте. На тај начин ваздух узима мању количину топлоте конвекцијом што утиче на повећања растојања између плашта пећи (1) и површина унутрашњег пролаза рекуператора топлоте (2); и (***) да се већа количина топлоте пренесе на спољашњи пролаз (3), односно да ваздух у спољашњем пролазу узме што већу (преосталу) количину топлоте. Циљ је пребацити што је могуће већу количину топлоте за размену у спољашњи пролаз (прстен највећег пречника) на који ексцентрична ротација пећи нема никакав утицај. Због тога би се овај део рекуператора могао додатно оребрити а дебљина прстена (пролаза) по жељи смањивати.. РДП је пројектован тако да се ваздух у унутрашњем пролазу загрева од конвективног губитка топлоте а у спољашњем пролазу од губитка зрачењем. Како на месту извлачења (5) имамо четири ваздушне струје, са аспекта термодинамике најпожељније би било постићи њихово изотермско мешање . Овако мешање је термодинамички најповољније зато што минимизира прираст ентропије

6.2. Рекуператор топлоте са једним пролазом и додатном оребреном површином

Друго анализирано решење је рекуператор топлоте са једним пролазом коме је додата цилиндрична перфорирана површина (4) постављена између плашта пећи (1) и рекуператора топлоте (2). Слика 58. приказује ово конструкционо решење.



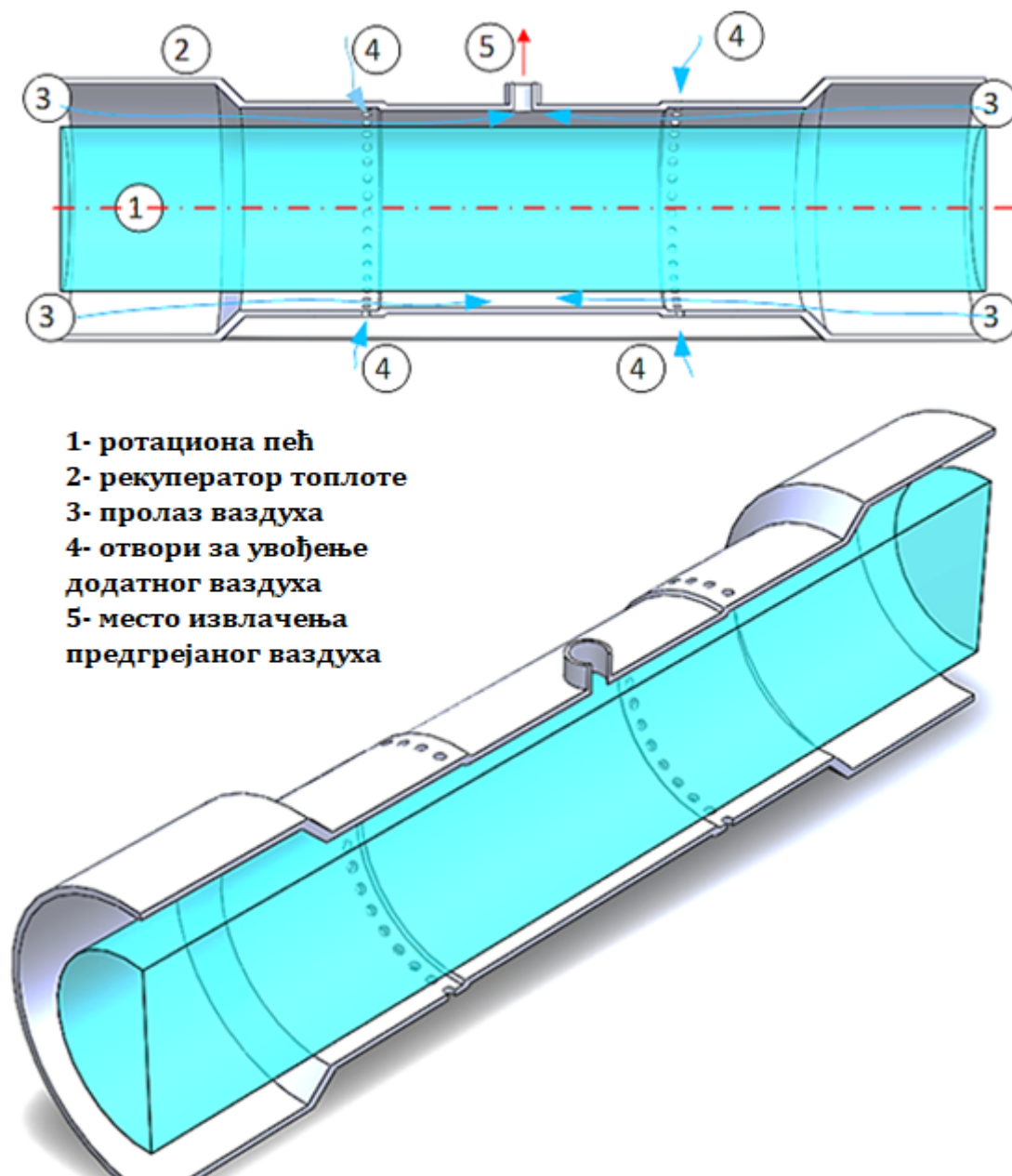
Слика 58. Рекуператор топлоте са једним пролазом и додатном оребреном површином

Цилиндрична перфорирана површина (4) је постављена са циљем: (*) да абсорбује један део топлоте која се зрачењем губи са плашта пећи (1), а да дефинисани остатак пропусти на површину рекуператора (2). Коришћењем оваквих „ребара“ повећава се површина за размену топлоте конвекцијом и површина рекуператора на коју пећ зрачи. Услед повећања површине за размену топлоте, смањује се потребна брзина ваздуха у прстену а тиме и растојање између рекуператора и пећи. Ово решење би требало да повећа ефективност основног рекуператора а тиме и температуру загрејаног ваздуха на месту извлачења (5); (**) дефинисањем тачне површине отвора на цилиндричној перфорираној површини (4) регулише се количина топлоте која се са пећи предаје оребреној површини (4) и рекуператору (2). Битно је још једном нагласити, да се увођењем конвективно зрачних ребара повећава површина за размену топлоте и смањује брзина струјања ваздуха у међупролазу (3). Са смањењем брзине струјања ваздуха, повећава се растојање на критичном сегменту између рекуператора и ротационе пећи. Цилиндрична перфорирана површина (4) би треба да буде причвршћена за конструкцију рекуператор. Она би могла бити причвршћена и за плашт пећи али задатак рекуператора је искоришћење отпадна топлота са плашта а не узимање додатна количина топлоте, чиме би се могао угрозити технолошки процес који се одвија унутар пећи.

6.3. Рекуператор топлоте са увођењем додатне количине ваздуха

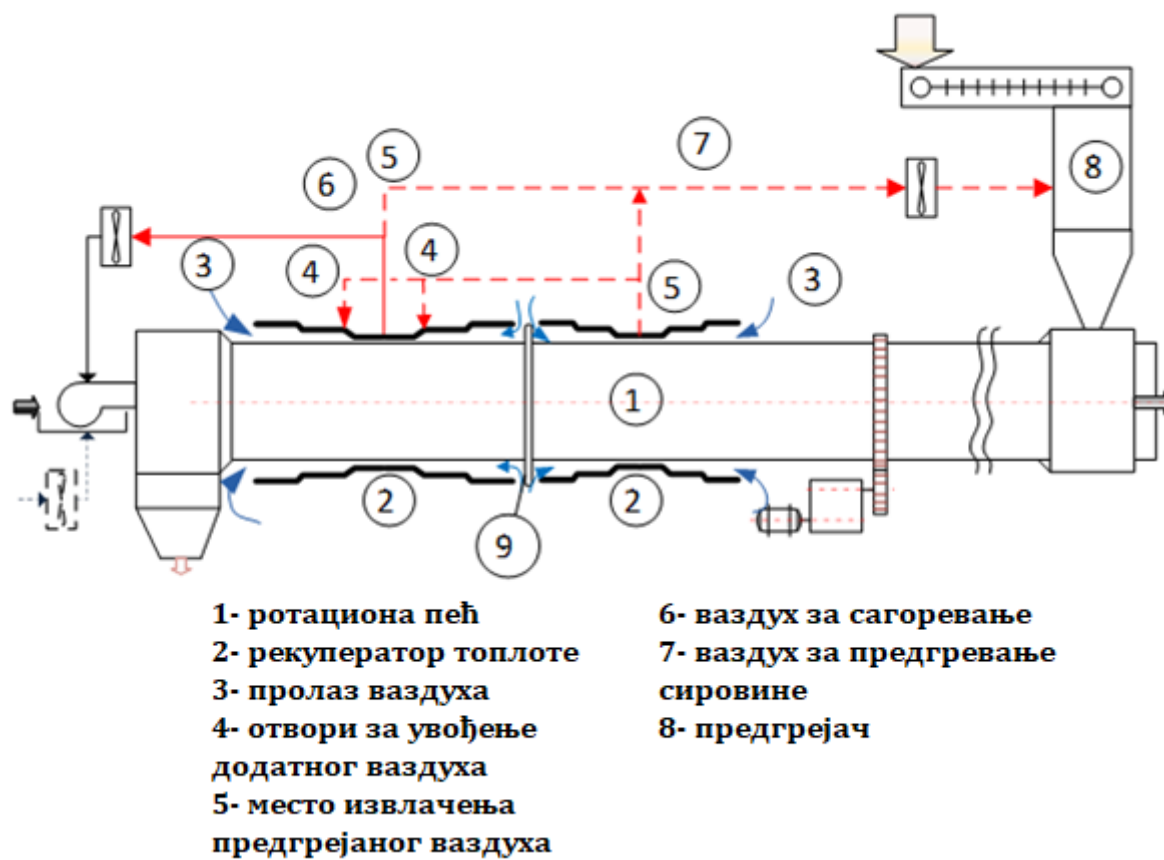
Следеће анализирано конструкционо решење је рекуператор топлоте са увођењем додатне количине ваздуха на месту где постоји опасност да површина рекуператора додирне површину ротационе пећи. То је критичан сегмент, место на коме се извлачи предгрејан ваздух. На слици 59. приказан је рекуператор топлоте са увођењем додатне количине ваздуха. Додатна количина ваздуха (4) се уводи испред критичног сегмента. Крајњи циљ увођења додатне количине ваздуха јесте повећање критичног растојања између површине рекуператора и плашта пећи. Увођење додатне количине ваздуха је лако за контролисање и не захтева додатну потрошњу електричне енергије.

Да би се постигло изотермско мешање, које са аспекта термодинамике представља најпожељнију опцију, конструкционо решење са два рекуператора представља најбољу комбинацију, и приказано је на слици 60. Додатно увођење ваздуха може се применити и код основне конструкције рекуператора приказаног на слици 56., са циљем спречавања прегревање плашта пећи. Прегревање плашта је опасно по стабилност пећи. Додатно увођење ваздуха на критичном сегменту је уједно и најлакши начин за повећање критичног растојања између плашта пећи и рекуператора. Осим за сагоревање горива, одређена количина предгрејаног ваздуха би могла да се искористи за предгревање сировине-доломита, као што је шематски приказано на слици 60. Ово конструкционо решење би могло да се примени код ротационих пећи код којих се носећи прстенови (ослонци) налазе у зонама са највишим температурама.



Слика 59. Рекуператор топлоте са додатим увођењем ваздуха

На слици 60. испрекидане линије представљају могуће начине за искоришћење предгрејаног ваздуха за сагоревање (6) и/или предгревање сировине (7).



Слика 60. Конструкционо решење са два рекуператора топлоте и могућим начинима примене предгрејаног ваздуха

ПОГЛАВЉЕ

7

МОДЕЛИРАЊЕ
КОНВЕКТИВНО ЗРАЧНИХ РЕКУПЕРАТОРА

За одређивање непознате геометрије и радних карактеристика анализираних конструкционих решења примењена је метода аналитичког ћелијског моделирања. У циљу верификације добијених вредности и анализе пројектованих конструкционих решења примењен је софтверски пакет „Ansys“ односно креиран је „CFD“ модел.

7.1. Моделирање конвективно зрачног рекуператора са два пролаза- метода ћелијског моделирања

Рекуператор топлоте са два пролаза је подељен на сегменте сходно температурама површине плашта ротационе пећи, а сваки сегмент представља једну ћелију модела. У зависности од пројектованог конструкционог решења, сваки сегмент је моделован са две или три ћелије. На слици 61., дата је ћелија модела за рекуператор топлоте са два пролаза. У овом случају на сваком сегменту имамо 3 ћелије. Ћелије R1 и R2 описују пренос топлоте у рекуператору, на основу једначина материјалног и топлотног биланса. Ове ћелије су скоро идентичне. Једина разлика је у томе одакле добијају топлотну енергију: ћелија R1 топлотну енергију добија са плашта пећи, док ћелија R2 топлотну енергију добија од ћелије R1. Изолационом ћелијом „I“ описује се губитак топлоте у околину на основу билансне једначине (22).

Ваздух који струји кроз формиран прстенасти простор између плашта пећи и рекуператора у i - том сегменту, загрева се конвективним топлотним губитком ($\dot{Q}_{conv s,i}$) са плашта пећи и ($\dot{Q}_{conv r,i}$) са рекуператора, тако да за i - ти сегмент имамо да је:

$$\dot{Q}_{conv s,i} + \dot{Q}_{conv r,i} = \frac{\dot{m}_a}{2} \cdot c_{p,a} \cdot (t_{a out,i} - t_{a in,i}) \quad (8)$$

где су $t_{a in,i}$ улазна и $t_{a out,i}$ излазна температура ваздуха на i - том сегменту. За крајње (почетне) сегменте, улазна температура ваздуха једнака је температури околног ваздуха $t_{a in,1} = t_{a in,8} = t_0$. Половина масеног протока ваздуха $\dot{m}_a/2$ се уводи са једне стране рекуператора а друга половина масеног протока са друге стране рекуператора (видети слику 56. а)) при чему је смер струјање ваздуха ка месту извлачења. Због температура ваздуха и плашта пећи, у укупном преносу топлоте доминантна је конвекција. Због тога, поуздано израчунавање коефицијената прелаза топлоте представља најзначајнији корак, на основу кога се дефинише геометрија рекуператора топлоте. Највећи утицај на коефицијенте прелаза има брзина струјања ваздуха, али значајан утицај имају и температура ваздуха и плашта као и геометрија рекуператора. Да би се израчунао губитак топлоте конвекцијом (позиција 1 на слици 61.) у једначини (7), коефицијенти прелаза топлоте су израчунати на основу модификоване једначине Петукхов-а и Кирилов-а за потпуно развијено струјање у концентричном прстенастом простору [94](цитирано и у референци [95]).

Коефицијенти прелаза топлоте традиционално се рачуна на основу Нуселтовог броја:

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{h,i}} \quad (9)$$

У претходној једначини промена физичких величина флуида услед разлике температура флуида и зида рачуна се:

$$Nu = Nu_m \cdot \left(\frac{T_{a,m,i}}{T_w} \right)^n \quad (10)$$

где је за случај потпуно развијеног турбулентног струјања кроз прстенасти међупролаз средња вредност Нуселтовог броја дата:

$$Nu_{m,i} = \frac{(\xi_{ann,i}/8) \cdot Re_i^* \cdot Pr_i}{k_{1,i} + 12,7 \cdot \sqrt{\xi_{ann,i}/8} \cdot (Pr_i^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{h,i}}{l} \right)^{2/3} \right] \cdot F_{ann} \quad (11)$$

У изразу за Нуселтов број коефицијент трења се рачуна помоћу

$$\xi_{ann,i} = (1,8 \cdot \log_{10}(Re_i^*) - 1,5)^{-2} \quad (12)$$

а коефицијент $k_{1,i}$ коришћен за израчунавање Нуселтовог броја за случај турбулентног струјања кроз прстенасти простор i -том сегменту рачуна се:

$$k_{1,i} = 1,07 + \frac{900}{Re_i} - \frac{0,63}{(1 + 10 \cdot Pr_i)} \quad (13)$$

У изразу за модификовани Рејнолдсов број узет је у обзир и однос између спољашњег пречника пећи и унутрашњег пречника рекуператора на i -том сегменту ($a_i = d_{ri}/d_p$)

$$Re_i^* = Re_i \cdot \frac{(1 + a_i^2) \cdot \ln a_i + (1 - a_i^2)}{(1 - a_i^2) \cdot \ln a} \quad (14)$$

У претходним једначинама (9-14) остале непознате величине су:

λ – коефицијент провођења

$d_{h,i}$ – хидраулички пречник

$T_{a,m,i} = (T_{a in,i} + T_{a out,i})/2$ - средња вредност температуре ваздуха на i -том сегменту

$T_w = T_{s,i}$ - температуре површине за хелије R1 и R2,

$n=0,45$ - за случај загревања ваздуха

Re_i – Рејнолдсов број на i -том сегменту

Pr_i – Прантлов број на i -том сегменту

$F_{ann} = 0,75 \cdot a_i^{-0,17}$ - корекциони фактор

Хидраулички пречник израчунат је на основу израза

$$d_{h,i} = d_{r,i} - d \quad (15)$$

и представља карактеристичну величину коју треба узети у обзир приликом израчунавања количине топлоте која се размени у i - том сегменту између ваздуха и површина пећи и рекуператора. Приликом израчунавања коефицијента прелаза топлоте у i - том сегменту, физичке величине су узете за средњу температуру ваздуха на сегменту.

Губитак топлоте са плашта ротационе пећи на i - том сегменту $\dot{Q}_{s,i}$ је једнак губитку топлоте који ваздух конвекцијом узме са плашта пећи и губитку топлоте који се зрачењем пренесе на површину рекуператора:

$$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{conv s,i} + \dot{Q}_{rad sr,i} + \dot{Q}_{rad sr(i-1),i} + \dot{Q}_{rad sr(i+1),i} \quad (16)$$

Последња три члана на десној страни једначине (16) представљају: $\dot{Q}_{rad sr,i}$ количину топлоте која се зрачењем пренесе са плашта пећи на рекуператор на i - том сегменту

$$\dot{Q}_{rad sr,i} = \frac{\sigma \cdot (T_{s,i}^4 - T_{r,i}^4)}{\left(\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s \cdot A_{s,i}}\right) + \frac{1}{F_{12} \cdot A_{s,i}} + \left(\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r \cdot A_{r,i}}\right)} \quad (17)$$

где је корекциони фактор $F_{12} \approx 1$ добијен графичком методом [97]:

$$F_{12} = 1 - 2 \cdot \tan^{-1} \left((d_{r,i} - d) / l_i \right) / \pi \quad (18)$$

како је $F_{12} \approx 1$, једначина (17) је слична једначини за случај бесконачно дугачких концентричних цеви.

Трећа билансна једначина (једначина (8), (16), и (19)), је билансна једначина топлотног протока за површину рекуператора:

$$\dot{Q}_{rad sr,i} + \dot{Q}_{rad s(i-1)r,i} + \dot{Q}_{rad s(i+1)r,i} = \dot{Q}_{conv r,i} + \dot{Q}_{r,i} \quad (19)$$

Количина топлоте зрачењем сва три члана на левој страни једначине (19) једнака је количини топлоте коју ваздух узме конвекцијом $\dot{Q}_{conv r,i}$ и количини топлоте која се конвекцијом преноси ка другом пролазу (види слику 61.) или представља губитак топлоте у околину $\dot{Q}_{r,i}$ (видети слику 56. а)). За познату дебљину изолације, губитак топлоте $\dot{Q}_{r,i}$ се може израчунати. У супротном, уколико није позната дебљина изолације њена вредност се одређује на основу дефинисаног

губитка. Топлотни проток конвекцијом са рекуператора на ваздух $\dot{Q}_{conv r,i}$ у једначини (19), израчунава се на исти начин као и количина топлоте конвекцијом са плашта ротационе пећи. У једначинама (16) и (19), чланови $\dot{Q}_{rad sr(i-1),i}$ и $\dot{Q}_{rad sr(i+1),i}$, који представљају количину топлоте која се зрачењем пренесе са суседних сегмената, се могу занемарити због:

(*) мале вредности геометријског фактора зрачења (мање од 0,01) који се рачуна на основу израза:

$$F_{i,(i-1)\text{или}(i+1)} = \tan^{-1}((d_{r,i} - d)/l_i) / \pi \quad (20)$$

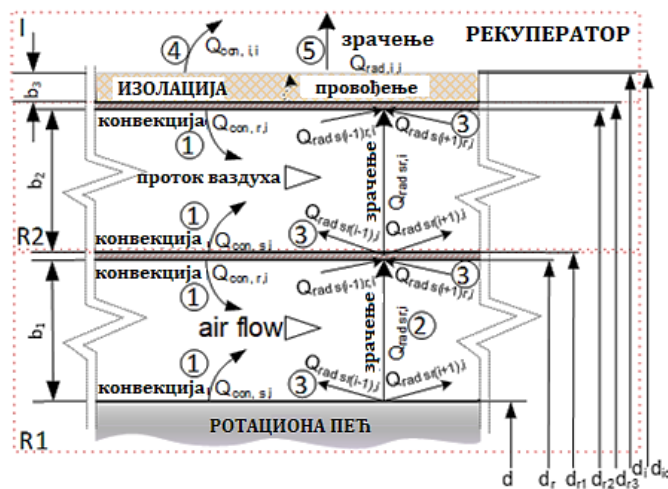
(**) приближних температура површина, због којих количина топлоте зрачењем са суседних сегмената готово да не постоји (видети табелу 10.), и

(***) делимичне затворености крајњих сегмената у односу на околинду, због коришћења жалузина којима се подешава масени проток ваздуха. Валидацијом основног конструкционог решења рекуператора топлоте (видети слику 56.) датом у референци [31], потврђено је и претходно поједностављење.

Губитак топлоте $\dot{Q}_{r,i}$ на i -том сегменту, који се провођењем (кондукцијом) кроз трослојни цилиндрични зид преноси на спољашњу површину рекуператора, једнак је количини топлоте која се конвекцијом и зрачењем преда у околинду:

$$\dot{Q}_{r,i} = \frac{T_{r2,i} - T_0}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{steel}} \cdot \ln \frac{d_{r3(2),i}}{d_{r2(1),i}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i,i}}{d_{r3(2),i}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{Al}} \cdot \ln \frac{d_{io,i}}{d_{i,i}}} = \alpha_{io,i} \cdot A_{io,i} \cdot (t_{io,i} - t_o) + \sigma \cdot \epsilon_{Al} \cdot A_{io,i} \cdot (T_{io,i}^4 - T_o^4) \quad (21)$$

Коефицијенти провођења топлоте за челичну цев $\lambda_{steel} = 31 W/mK$, минералну вуну λ_i , и за алуминијум $\lambda_{Al} = 124 W/mK$ узети су из референце [98].

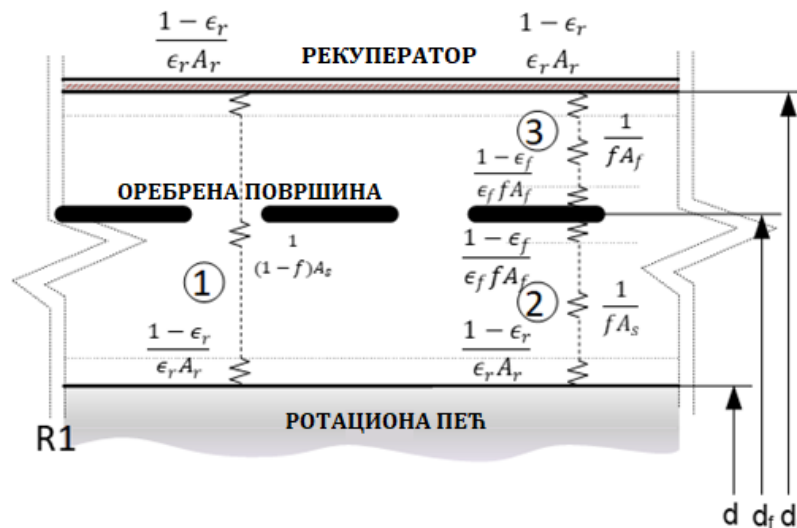


Слика 61. Шематски приказ преноса топлоте и карактеристичних димензија рекуператора топлоте са два пролаза

Коефицијент прелаза топлоте са спољашње површине за случај природне конвекције $\alpha_{io,i}$ је израчунат на основу једначине узете из референце [82] на исти начин као у случају губитка топлоте за плашта ротационе пећи. Количина топлоте зрачењем са спољашње површине је израчуната за случај „цеви која се налази у великој просторији“. Вредност коефицијента емисије алуминијумског лима ϵ_{Al} узета је из референце [83] и износи 0,09.

7.2. Моделирање конвективно зрачног рекуператора са једним пролазом и додатном оребреном површином

Модел конвективно зрачног рекуператора са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином (видети слике 58. и 62.) је урађен је на сличан начин као и модел за конвективно зрачни рекуператор са два пролаза. На слици 62., дат је шематски приказ ћелијског модела рекуператора топлоте са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином.



Слика 62. Шематски приказ ћелијског модела рекуператора топлоте са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином

Занемарујући количину топлоте која се зрачењем размени између суседних сегмената $\dot{Q}_{rad sr(i-1),i}$ и $\dot{Q}_{rad sr(i-1),i}$ као у једначини (19), једначине топлотног биланса за i -ти сегмент су:

$$\dot{Q}_{conv s,i} + \dot{Q}_{conv r,i} + \dot{Q}_{conv f,i} = \frac{\dot{m}_a}{2} \cdot c_{p,a} \cdot (t_{a out,i} - t_{a in,i}) \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{conv s,i} + \dot{Q}_{rad sr,i} + \dot{Q}_{rad sf,i} = \frac{\dot{m}_a}{2} \cdot c_{p,a} \cdot (t_{a out,i} - t_{a in,i}) \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{rad sf,i} = \dot{Q}_{conv f,i} + \dot{Q}_{rad fr,i} \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{rad sr,i} + \dot{Q}_{rad fr,i} = \dot{Q}_{conv r,i} + \dot{Q}_{r,i} \quad (25)$$

Претходно приказане једначине (22-25), редом, представљају:

- билансну једначину за ваздух
- билансну једначину за плашт пећи
- билансну једначину за „оребрену“ површину (цилиндрична површина од перфорираног лима, видети слике 58. и 62.)
- билансну једначину за површину рекуператора

„Оребрена“ површина (цилиндрична површина од перфорираног лима) је причвршћена за површину рекуператора. Како је површина веза помоћу којих је „оребрена“ површина причвршћена за површину рекуператора мала у односу на остале површине, њихов утицај на укупан пренос топлоте и билансне једначине је занемарљив.

У једначинама (22) и (23), $\dot{Q}_{conv s,i}$ представља количину топлоте која се конвекцијом узме са плашта пећи. У једначини (22), $\dot{Q}_{conv r,i}$ представља количину топлоте која се конвекцијом узме са површине рекуператора, а у једначини (24) $\dot{Q}_{conv f,i}$ представља количину топлоте која се конвекцијом узме са „оребрене“ површине. Ове непознате укључујући и њихове коефицијенти прелаза топлоте су израчунати на основу једначина (9-15), које су дате у референци [95] (цитирано у и референци [94]). Једначина (26), за израчунавање Нуселтовог броја, представља модификовану једначину, која узима у обзир утицај температуре на вредности променљивих. За вредност Прантловог броја, који је у границама од $0,5 \leq Pr \leq 1,5$, једначине за израчунавање Нуселтовог броја дате су следећим изразима:

$$Nu_{m,i} = 0,0214 \cdot (Re_i^{0,8} - 100) \cdot Pr_i^{0,4} \cdot \left[1 + (d_{h,i}/l_i)^{2/3} \right] \quad (26)$$

$$Nu_i = Nu_{m,i} \cdot \left(\frac{T_{a,m,i}}{T_{r,i}} \right)^n \quad (27)$$

где су:

Nu_i – Нуселтов број на i -том сегменту

$d_{h,i}$ – хидраулички пречник на i -том сегменту

$T_{a,m,i} = (T_{a in,i} + T_{a out,i})/2$ - средња вредност температуре ваздуха на i -том сегменту

$T_{r,i}$ - температура површине рекуператора на i -том сегменту

$n=0,45$ - за случај загревања ваздуха

$Nu_{m,i}$ - Нуселтов број за случај струјања кроз прстенасти простор i -том сегменту

Re_i – Рејнолдсов број на i -том сегменту

Pr_i – Прантлов број на i -том сегменту

l_i – дужина i -тог сегмента

Хидраулички пречник у једначини (26) израчунат је на основу једначине (15). У једначинама (23-25), количине топлоте зрачењем је израчунате за случај размене топлоте између дифузних сивих тела, слично као и код електричног кола [94]. Количина топлоте која се зрачењем пренесе са i -тог сегмента плашта пећи на оребрену површину једнака је

$$\dot{Q}_{rad\ sf,i} = \frac{\sigma \cdot (T_{s,i}^4 - T_{f,i}^4)}{\left(\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s \cdot A_{s,i}}\right) + \frac{1}{f \cdot A_{s,i}} + \left(\frac{1 - \epsilon_f}{\epsilon_f \cdot A_{f,i}}\right)} \quad (28)$$

Количина топлоте која се зрачењем пренесе са i -тог сегмента плашта пећи на рекуператор

$$\dot{Q}_{rad\ sr,i} = \frac{\sigma \cdot (T_{s,i}^4 - T_{r,i}^4)}{\left(\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s \cdot A_{s,i}}\right) + \frac{1}{(1 - f) \cdot A_{s,i}} + \left(\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r \cdot A_{r,i}}\right)} \quad (29)$$

Количина топлоте која се зрачењем пренесе са „оребрена“ површине на рекуператор на i -том сегменту

$$\dot{Q}_{rad\ fr,i} = \frac{\sigma \cdot (T_{f,i}^4 - T_{r,i}^4)}{\left(\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_f \cdot f \cdot A_{s,i}}\right) + \frac{1}{f \cdot A_{f,i}} + \left(\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r \cdot A_{r,i}}\right)} \quad (30)$$

а остале непознате у једначинама (28-30) су:

$T_{s,i}$ – температура на i -тог сегмента плашта пећи

$T_{f,i}$ – температура „оребрена“ површине на i -том сегменту

ϵ_s – коефицијент емисије плашта пећи

f – бездимензиони фактор

$A_{s,i}$ – површина i -тог сегмента плашта пећи

ϵ_f – коефицијент емисије за „оребрена“ површину

$A_{f,i}$ – укупна површина отвора на i -том сегменту

ϵ_r – коефицијент емисије за површину рекуператора

$A_{r,i}$ – површина i -тог сегмента рекуператора

У једначинама (28-30), бездимензиони фактор f одређен је дводимензионалном графичком методом приказаној у референци [95]. За $f < 1$, што представља релативну отвореност „оребрена“ површине (површине од

перфорираног лима, видети слику 58.) на i -том сегменту, бездимензиони фактор је израчунат на основу једначине:

$$f = 1 - \frac{A_{f_o,i}}{A_{f,i}} \quad (31)$$

где $A_{f_o,i} [m^2]$ представља укупну површину свих отвора „оребрене“ површине на i -том сегменту, а $A_{f,i} [m^2]$ представља укупну површину имагинарног цилиндра на пречнику ребра (видети слику 58.). Улога отвора је да пропусти дефинисану количина топлоте зрачењем са плашта пећи на површину рекуператора. Једноставније речено, бездимензиони фактор f показује релативну отвореност (шупљикавост) конвективно зрачног ребра. У представљеним ћелијским моделима, основне термодинамичке карактеристике за ваздух (густина, топлотна проводљивост, динамичка вискозност, Прантлов број, специфични топлотни капацитет, и енталпија) су израчунате у зависности од његове средње температуре, према обрасцима приказаним у референцама [99-101].

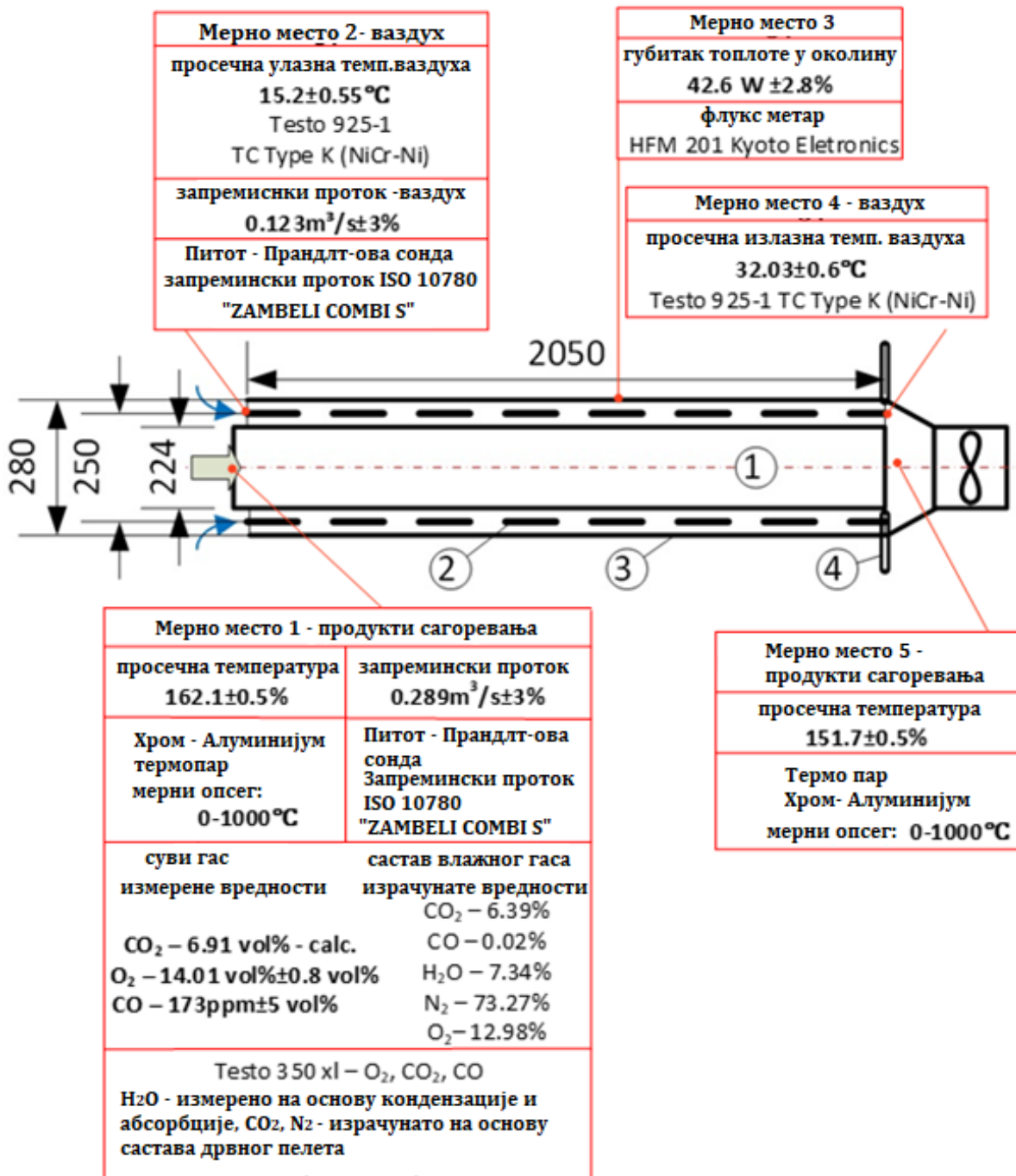
7.3. CFD модел

У циљу спровођења симулације за аналитички добијене податке и верификације ћелијског модела рекуператора топлоте са једним пролазом и додатном оребреном површином као и за испитивање предложене конструкције, коришћен је комерцијално доступан софтвер „Ansys“ и његов интеграциони модул „Fluent“. Код свих спроведених симулација, за граничне услове су узети масени проток на улазу и притисак на излазу. За стишљиве флуиде овако узети гранични услови представљају најчешће коришћени гранични пар [102], дефинисан масеним протоком и температуром флуида (ваздуха) на улазу, и релативним притиском од 0 Pa на излазу. Примењени модел користи следеће енергетске једначине, стандардни „k-ε“ модел за турбулентно струјање а за зрачења узет је модел зрачења са површине на површину. Метода везе притисак-брзина коришћен је у циљу решавања примењеног модела. Примењени метод је користио „SIMPLEC“ шеме са опцијом високе „релаксације“ у циљу решавања модела. Критеријум апсолутне конвергенције је усвојен такав да је разлика између доступне и размењене количине топлоте мања од $1 \cdot E-05$ а за све остале величине разлика је мања од 0,001, респективно. За овако постављен критеријум конвергенције, решења су добијена пре 500-те итерације.

7.4. Валидација ћелијског модела рекуператора са једним пролазом и конвективно зрачним ребрима

Иако се модел конвективног зрачног рекуператора са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином састоји од поузданих подмодела за пренос енергије, спроведена је експериментална валидација у циљу потврђивања развијеног модела. На слици 63., приказана је геометрија експерименталног постројења, просечне вредности измерених величина, грешке мерења, мерна

опрема, примењене методе мерења и стандарди. На слици су: 1 - димоводна цев, 2 – „оребрена“ површина (цилиндар од перфорираног лима, $f=0,5$ односно 50% укупне површине чине отвори који омогућавају пренос топлоте зрачењем са површине плашта пећи на површину рекуператора -видети слику 59.), 3 – рекуператор топлоте и 4 – пригушивачи (клапне) за подешавање протока ваздуха. а



Слика 63. Геометријске карактеристике експерименталног рекуператора и детаљи мерења: мерна места, опрема, средње вредности измерених величина и њихове релативне грешке

Слика 64. приказује експериментални рекуператор за валидацију модела.



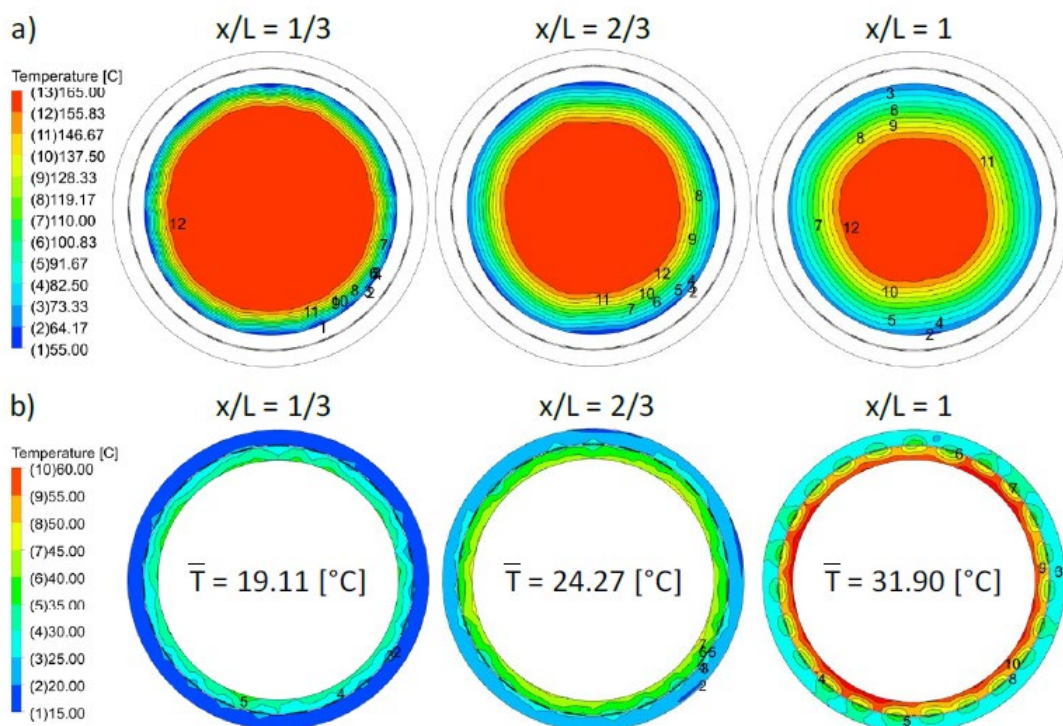
Слика 64. Експериментални рекуператор

За експерименталну валидацију модела конвективно зрачног рекуператора са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином, коришћена је димоводна цев која спаја котло на пелет и димњак. У поређењу са реалним условима, температуре на површини експерименталног рекуператора су ниже и унутрашња цилиндрична површина (димоводна цев) је статична. Због веома мале брзине ротирања пећи (испод 0,95 о/мин), брзина на спољашњој површини испитиване пећи је мања од 0,14 m/s. У поређењу са брзинама дуж плашта пећи (видети табеле 12., 15., 17.), угаона брзина пећи је веома мала и њен утицај на коефицијент прелаза топлоте се може занемарити. Минималне разлика између експерименталних и резултата по сегментима ћелијског и „CFD“ модела, иду у прилог наведеној претпоставци. Иако је температура површине код експерименталног рекуператора нижа, температурна разлика је иста између површина и ваздуха у реалним и експерименталним условима. Да би се поредили резултати добијени на основу експеримента и модела, и да би се проценила њихова тачност, урађена је анализа несигурности. Мерна несигурност R функције F се може описати помоћу [103] (цитирано у [61]):

$$W_R = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x_1} \cdot W_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2} \cdot W_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_n} \cdot W_{x_n}\right)^2} \quad (32)$$

где су x_1, x_2, \dots, x_n независне променљиве а W_1, W_2, \dots, W_n су њихове одговарајуће мерне несигурности. Вредности мерних несигурности приказане су у табели 11., изузев за губитак топлоте, чија је мерне несигурности приказана на слици 63.

Математички дефинисана ћелија модела конвективно зрачног рекуператора са једним пролазом није могла бити валидирана једноставним поређењем са експерименталним резултатима, већ је комбинована са ћелијом димног гаса која је валидирана у референци [98]. Пошто је ово нека врста индиректне валидације, резултати су додатно проверени симулацијом помоћу „CFD“ модела за одговарајуће геометријске карактеристике и улазне податке. Мрежа формираног „CFD“ модела се састоји од 1.161.350 чворова и 1.659.512 елемената са просечном вредности квалитета елемента од 0,301, и са просечним ортогоналним квалитетом од 0,7814. На основу ових параметара, извршена је процена релативног квалитета мреже. Квалитет се процењује бројем елемената и чворова који су квантитативни показатељи у погледу: запремине и облика у коме се ствара мрежа, густине мреже у близини зидова (ивица) и у попречним пресецима, односа између висине и дужине елемента, као и облика елемента. У „CFD“ моделу, густине ваздуха и димног гаса су узете за случај идеалног гаса, док је специфични топлотни капацитет димног гаса израчунат за случај идеалне гасне смеше. На слици 65., приказани су резултати симулације за формираног „CFD“ модел за различите положаје попречног пресека. Слика 65., приказује: а) температуру продуката сагоревања, б) температуру предгрејаног ваздуха (x/L – представља релативну удаљеност у односу на место увођења ваздуха)



Слика 65. Резултати симулације „CFD“ моделом експерименталног рекуператор

У табели 11., дат је упоредни приказ резултата добијених на основу експеримента, математичког ћелијског модела и „CFD“ модела. Добијене вредности показују добро поклапање а резултати добијени симулацијом су унутар граница мерне несигурности.

Табела 11. Резултати мерења и мерне несигурности мерених величина. У табели су упоредо приказани и резултати добијени помоћу ћелијског математичког и „CFD“ модела

Ознаке	А – површина	ρ_{FG}	\dot{m}_{FG}	Δt_{FG}	\dot{Q}_{FG}	\dot{m}_a	Δt_a	\dot{Q}_a
W	2,0%	5,1%	5,9%	10,7%	12,2%	3,6%	6,8%	7,5%
	измерено	модел	„CFD“		измерено	модел	„CFD“	
t_{a, out}	32,03	32,13	31,90	Q (W)	2602	2556	2544	
разлика (%)	-	0,3	0,4	разл. (%)	-	1,8	2,2	

7.5. Материјални и топлотни биланс пећи са рекуператором

Постављање рекуператора топлоте око пећи има за циљ искоришћење топлотних губитака са њеног плашта који се зрачењем и конвекцијом одају у околину. Утицај рекуператора одређује се на основу материјалног и топлотног биланса пећи. Постављањем рекуператора топлоте не сме се угрозити технолошки процес који се одвија унутар пећи. То значи да рекуператор максимално може да одузима од пећи постојећи топлотни губитак. Билансне једначине су формиране на сличан начин као и за случају када око пећи није постављен рекуператор, а крајњи циљ представља израчунавање процента смањења потрошње горива одређеног на основу следеће билансне једначине:

$$m_{HFO} \cdot (LHV + c_{HFO} \cdot t_{HFO}) + m_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_a - t_0) + Q_4 = \sum_{i=1}^5 V_i c_{p,i} t + \sum_{j=6}^{10} Q_j + Q \quad (33)$$

где су:

$m_{HFO}=0,184 \text{ kg/kgcl}$ – масени проток горива

$LHV=40410 \text{ kJ/kg}$ – доња топлотна моћ горива (мазута)

$c_{HFO}=1,717 \text{ kJ/kgK}$ – специфични топлотни капацитет горива (мазута)

$t_{HFO}=130^\circ\text{C}$ – температура горива (мазута)

$m_a=2,765 \text{ kg/kgcl}$ – масени проток ваздуха

$c_{p,a}=1,006 \text{ kJ/kgK}$ – специфични топлотни капацитет ваздуха

$t_a=8^\circ\text{C}$ – температура ваздуха

Q_4 – физичка топлота сировине

$\sum_{i=1}^5 V_i c_{p,i} t$ – физичка топлота продуката сагоревања

Q – укупни губитак топлоте са плашта ротационе пећи

У оквиру енергетског биланса (33) узете су у обзир следеће претпоставке:

- вредности масеног протока и енталпија калцината, доломита и прашине остају исте након уградње рекуператора
- потрошња горива (масени проток мазута) се смањује јер се предгревањем ваздуха за сагоревање део топлотних губитака враћа у пећ, при чему температура предгрејаног мазута остаје 130°C
- губитак топлоте са плашта пећи једнак је губитку топлоте који се конвекцијом и зрачењем ода у околини са „голе“ пећи, и користи се за предгревање ваздуха
- ради поједностављена прорачуна, количина ваздуха за сагоревање иста је као у случају када рекуператор није постављен око пећи. Коефицијент вишка ваздуха λ има нешто већу вредност, а његово смањење би утицало на: промену радних и технолошких параметара, температуру на плашту пећи, што би за последицу имало смањење укупних топлотних губитака са плашта пећи
- температура димних гасова на излазу из пећи након постављања рекуператора остала је 343°C. Иако је количина продуката мања у случају када је рекуператор постављен око плашта пећи, ова разлика је мала и једнака је разлици енергија које се уводе у пећ у случају са и без рекуператора
- занемарен је пад притиска у рекуператору и потрошња електричне енергије која је неопходна за рад вентилатора помоћу кога се извлачи предгрејан ваздух

На основу једначине (33) и усвојених претпоставки, а у циљу израчунавања потенцијалног смањења потрошње горива и повећања степена корисности пећи, добијени резултати материјалног и топлотног биланса за разматрана конструкциона решења рекуператора топлоте су коришћени и приказани у наставку рада.

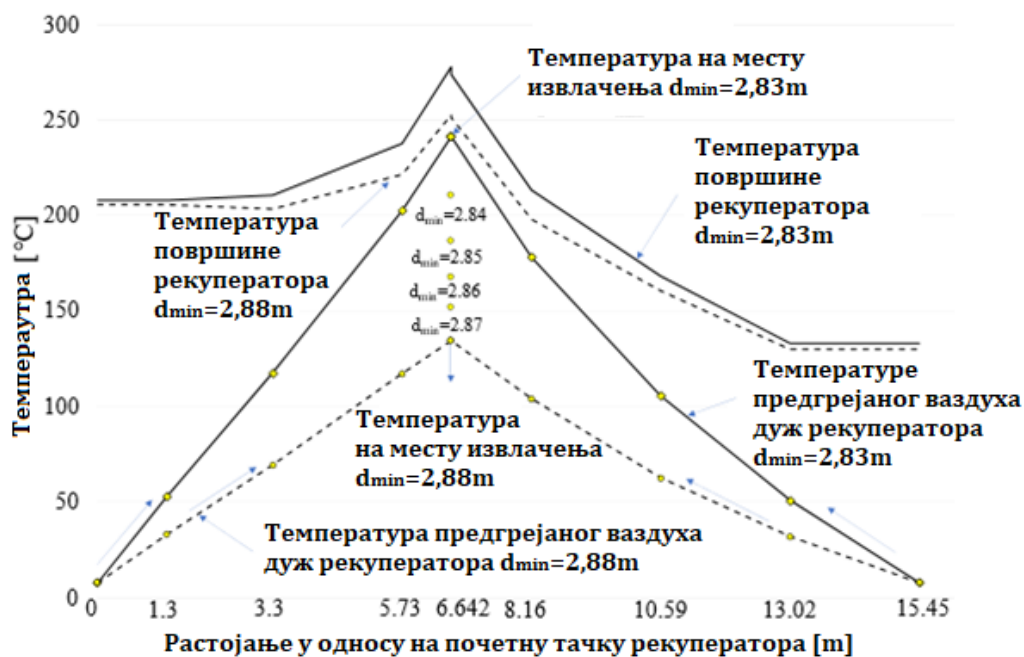
ПОГЛАВЉЕ

8

РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗА

Предгрејан ваздух се изводи изнад критичног сегмента, на месту које је тако дефинисано да ваздух који се уводи и са једне и са друге стране рекуператора узима једнаку количину топлоте. Овако одређено место извлачења, на коме су узете исте количине топлоте са обе стране, омогућава изотермско мешање две ваздушне струје, и то изнад критичног сегмента рекуператора где су температуре на плашту пећи највише (видети слику 56.). Са аспекта термодинамике, једнакост температура на месту извлачења представља значајну предност јер температурна разлика између плашта пећи и ваздуха дуж рекуператора је слична као код супротносмерних размењивача топлоте. Како је четврти (критичан) сегмент подељен на два дела, укупан број анализираних сегмента износи 8, што се може видети из табеле 10. Овај сегмент је критичан из разлога што основна конструкција рекуператора да би у њему узела количину топлоте једнаку топлотном губитку захтева велике брзине ваздуха. Наиме, ваздух у овај сегмент улази већ предгрејан и због ограничене површине за размену топлоте захтева велике брзине, односно велики коефицијент прелаза топлоте. Да би се ово остварило потребно је смањити пречник рекуператора. Смањење не може бити неограничено. Код нових пећи са изузетно малим ротационим ексцентрицитетом могуће је за пречник пећи од 2,8 m користити минимални пречник рекуператора од 2,83 m. Код старих пећи зависно од положаја носећих прстена и стања лежајева, ротациони ексцентрицитет прелази 10 cm.

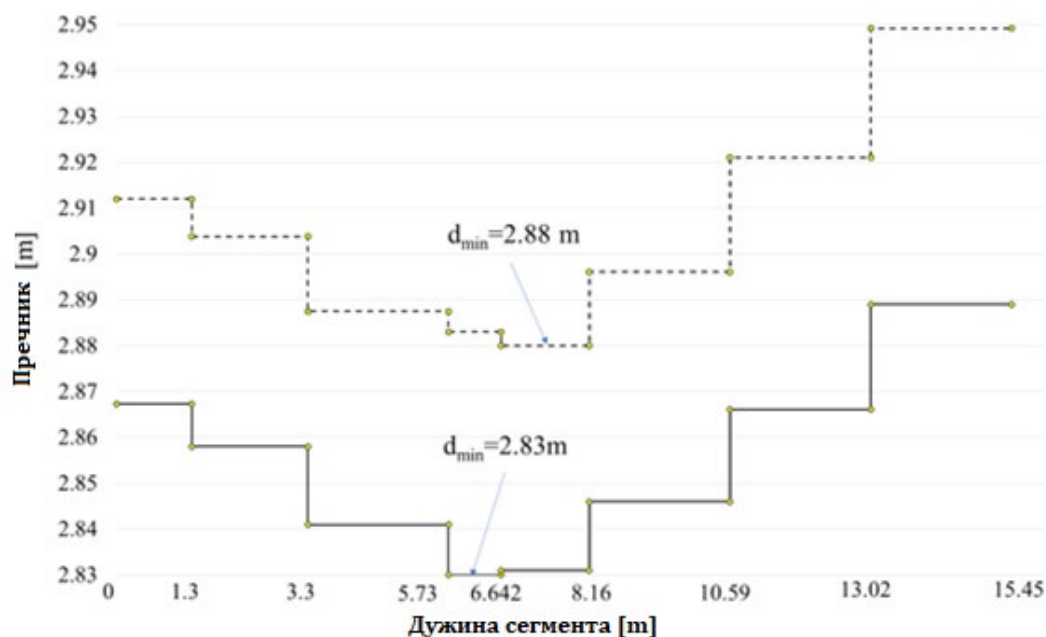
Температуре предгрејаног ваздуха по сегментима, температуре површине рекуператора и максималне температуре предгрејаног ваздуха у зависности од минималне вредности пречника рекуператора на критичном сегменту, приказане су на слици 66.



Слика 66. Температуре предгрејаног ваздуха и површине рекуператора по сегментима. За различите вредности минималног пречника рекуператора на критичном сегменту дате су максималне температуре предгрејаног ваздуха

Сва анализирана конструкциона решења користе укупне губитке топлоте који сеса плашта пећи конвекцијом и зрачењем одају у околину. Најбоље, односно најнефективније конструкционо решење је оно код којег се добија највиша температура предгрејаног ваздуха на месту извлачења. Са порастом минималног пречника од свега 5 cm, односно ако се пречник прстена повећа за свега 2,5 cm, температура прегрејаног ваздуха се смањује за 107 °C. Да би температурна разлика између ваздуха и површина (плашта пећи и рекуператора) била што мања, коефицијенти прелаза топлоте морају имати веће вредности, што за последицу има повећање брзине струјања ваздуха. Са слике се може видети да је утицај минималног пречника рекуператора на температуру његове површине веома мали.

На слици 67., може се видети да се критична вредност пречника рекуператора може достићи само ако главни циљ представља добијање што више температуре предгрејаног ваздуха. Табела 12. показује да за најмање вредности критичног пречника рекуператора од 2,83 и 2,84 m, брзина струјања ваздуха прелази препоручене вредности за индустријске системе [104] и то само на критичном сегменту на коме се извлачи предгрејан ваздух.



Слика 67. Пречници по сегментима за рекуператор топлоте са минималним пречницима од 2,83 и 2,88 m

У табели 12., приказане су вредности брзине по сегментима за конструкцију рекуператора код ког минимални пречник на критичном сегменту износи 2,86 m. Такође, у табели је дата количина топлоте коју ваздух конвекцијом узима са површине плашта пећи $\dot{Q}_{conv s,i}$ и рекуператора топлоте $\dot{Q}_{conv r,i}$ и приказани су губици топлоте у околину Q по сегментима, при чему је сваки сегмент обложен минералном вуном дебљине 5 cm (у алуминијумском лиму). Са смањењем температурне разлике између предгрејаног ваздуха и површина (ротационе пећи и рекуператора), смањује се и утицај површине рекуператора на укупни пренос

топлоте ваздуху. Као резултат реченог, неопходна је већа површина за размену топлоте у критичном сегменту или је потребно повећати масени проток ваздуха.

Табела 12. Карактеристичне вредности за основну конструкцију рекуператора топлоте код кога минимални пречник на критичном сегменту износи 2,86 m (Температуре површине плашта ротационе пећи приказане су у табели 10. Дужине сегмената из табеле 10., коришћене су и у табели 12.)

сегмент, i	1	2	3	4'	4''	5	6	7
дужина, l_i (m)	1,3	2	2,43	0,912	1,518	2,43	2,43	2,43
$t_{r,i}$ (°C)	206,7	206,7	225,6	258,5	256,6	202,1	162,7	131,0
$t_{a out,i}$ (°C)	38,6	83,0	141,2	167,3	167,3	123,8	74,8	37,3
$d_{h,i}$ (m)	0,094	0,086	0,069	0,06	0,06	0,076	0,099	0,125
w (m/s)	6,21	7,72	11,02	14,04	13,87	9,66	6,54	4,63
α (W/(m ² K))	16,8	19,3	25,3	32,3	30,8	23,0	17,2	13,3
$\dot{Q}_{conv s,i}$ (kW)	58,42	87,48	118,70	54,41	89,83	100,76	75,89	58,60
$\dot{Q}_{conv r,i}$ (kW)	36,36	50,58	62,78	27,64	46,65	52,01	40,49	32,15
Q (kW)	1,63	2,49	3,41	1,54	2,53	2,93	2,22	1,69

У табели 13., приказан је утицај стања и врсте материјала површине рекуператора на коефицијент емисије. Може видети да су за исте вредности минималног пречника рекуператора на критичном сегменту а при различитим коефицијентима емисије ϵ_r , различите излазне температуре предгрејаног ваздуха.

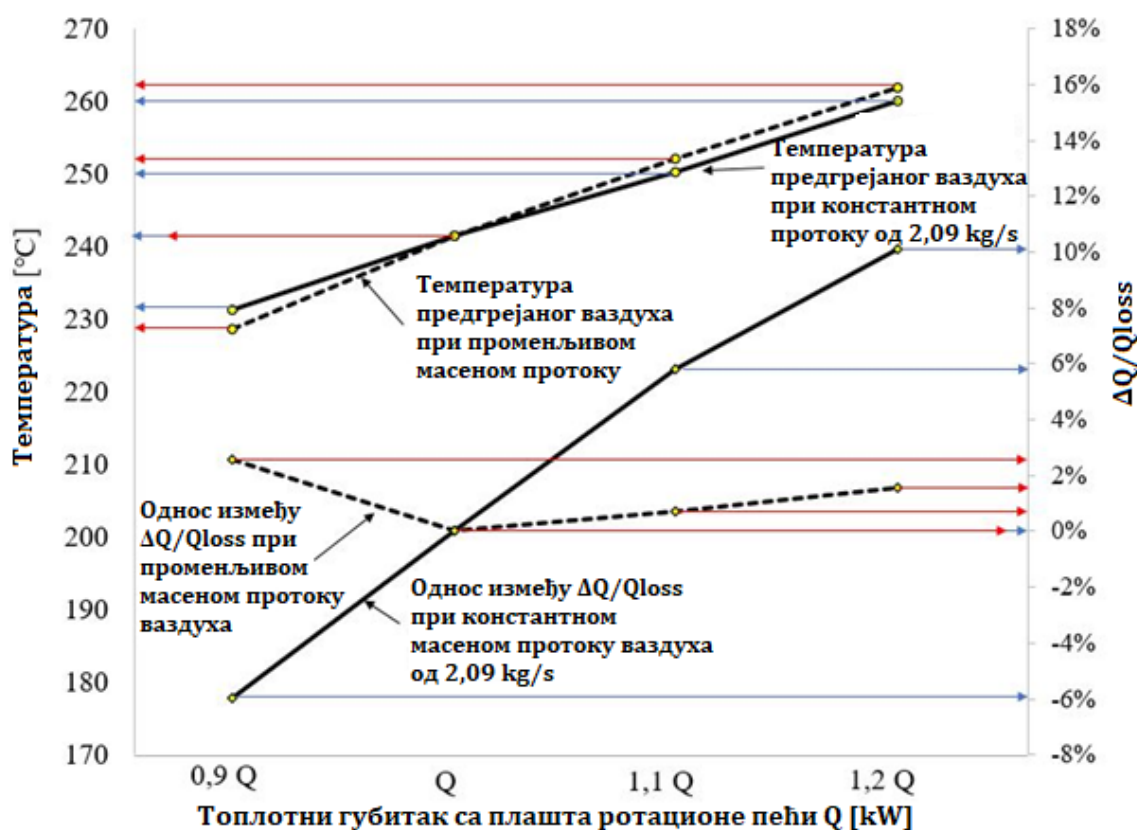
Табела 13. Утицај коефицијента емисије на излазну температуру предгрејаног ваздуха

	$\epsilon_s=0.8$ [1], $\epsilon_r=0.97$ – [21] црна фарба			$\epsilon_s=0.8$ [1], $\epsilon_r=0.8$ оксидисана површина			$\epsilon_s=0.8$ [1], $\epsilon_r=0.144$ [21] полирана челична површина		
d_{min} (m)	2,84	2,86	2,88	2,84	2,86	2,88	2,84	2,86	2,88
$\dot{m}_a/2$ (kg/s)	2,41	3,08	3,75	2,465	3,16	3,89	3	4,13	5,4
t_p (°C)	211	167	139	205	163	134	171	127	99

Вредности коефицијента емисије директно зависи од врсте материјала и стања површине од кога је направљен рекуператор. Са порастом коефицијента емисије расте и излазна температура предгрејаног ваздуха. У конкретном случају,

што је већа вредност коефицијента емисије површине рекуператора већа је и абсорбована количина топлоте која се зрачењем преноси са плашта пећи, а самим тим већа је и количина топлоте коју предгрејан ваздух конвекцијом узима са површине рекуператора.

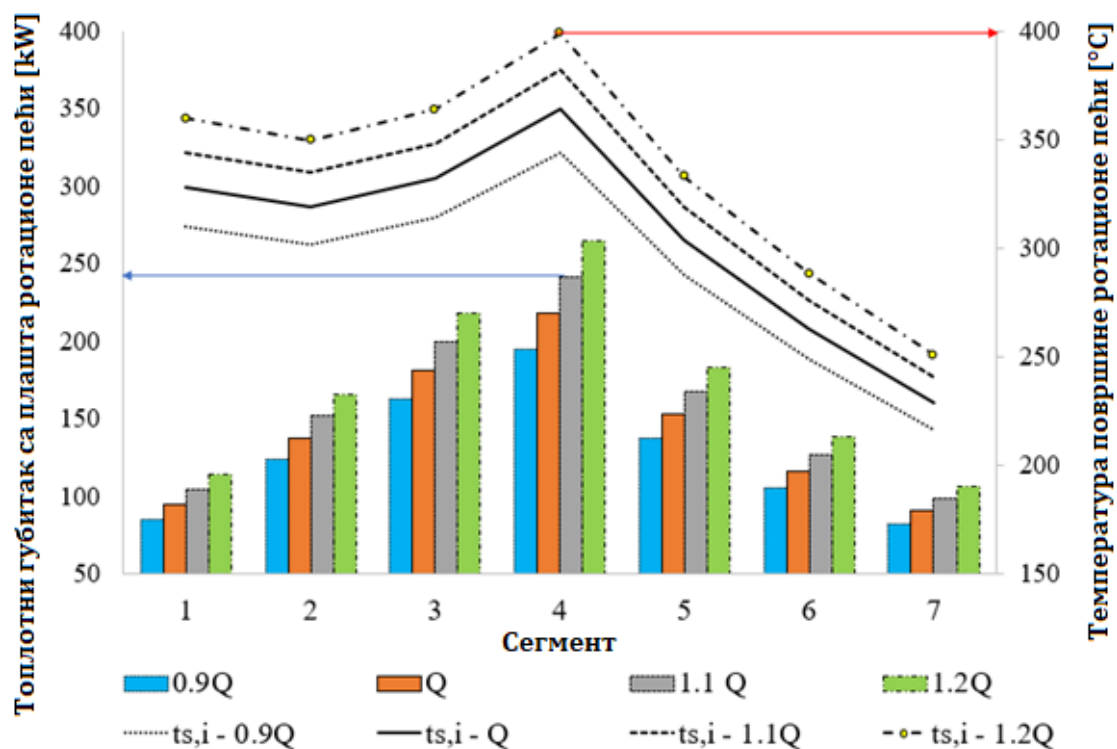
На слици 68., приказан је утицај промене радних параметара (промене вредности губитака топлоте са плашта ротационе пећи и масеног протока) на перформансе рекуператора и на вредност излазне температуре предгрејаног ваздуха. За измерене температуре на површини плашта пећи, израчунати су губици топлоте на основу једначине (1) а добијене вредности су приказане у табели 10. укључујући и вредности топлотних губитака при различитим степенима обогаћења ваздуха за сагоревање кисеоником. Предложено конструкционо решење се може применити при различитим радним условима и за различите вредности масеног протока ваздуха (видети слику 68.), јер су температуре површина ротационе пећи сличне при различитим степенима обогаћења ваздуха за сагоревање горива. На слици ΔQ представља разлику између размењене и номиналне вредности топлотних губитака $Q=Q_{\text{loss}}$.



Слика 68. Перформансе рекуператора при различитим вредностима топлотних губитака са плашта ротационе пећи. Подаци се односе за рекуператор са минимални пречник 2,83 m на критичном сегменту

Температуре површине пећи по сегментима за различите вредности топлотних губитака Q приказане су на слици 69. Са слике се може видети да су

облици кривих температурних профила површине пећи исти за различите вредности топлотних губитака Q .



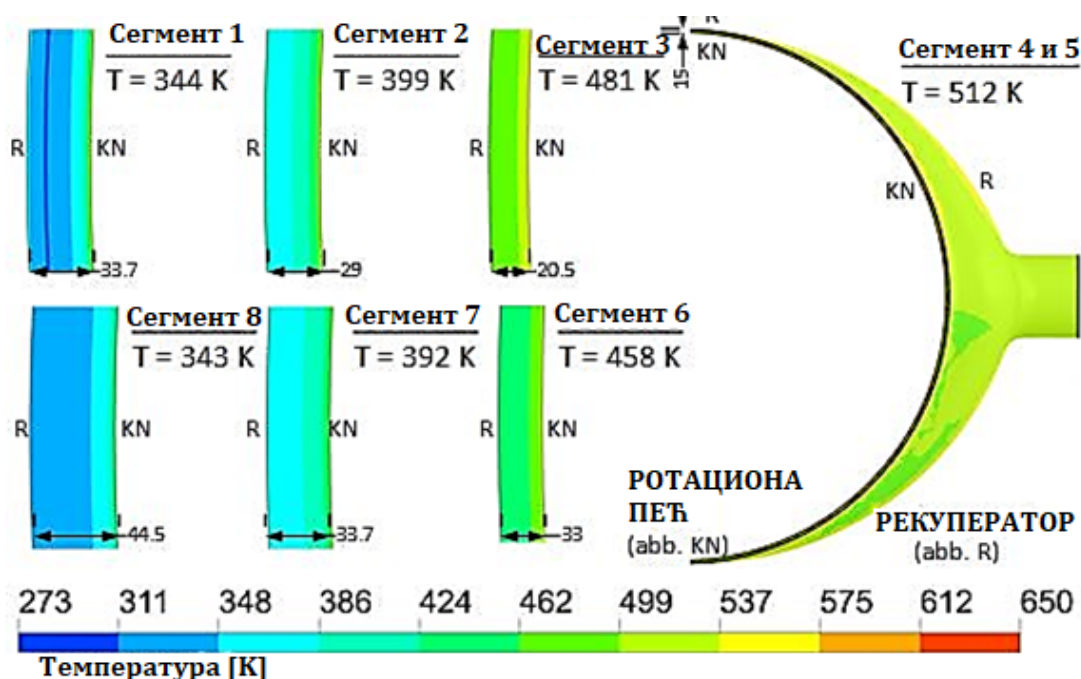
Слика 69. Топлотни губици и одговарајуће температуре површине пећи по сегментима

Приликом промене радних параметара, рекуператор не може у потпуности да „узме“ укупну доступну количину топлоте са плашта уколико вредност масеног протока ваздуха остаје иста. За потпуно искоришћење топлотних губитака са плашта при промени радних параметара (топлотних губитака) пећи, неопходно је мењати (прилагодити) вредност масеног протока ваздуха. Како су облици криве температурних профила за површину пећи слични при промени радних параметара, промене масеног протока су релативно мале, чак и у неким случајевима занемарљиве.

Слика 70. приказује резултате симулације „CFD“ модела за основно конструкционо решење рекуператора са минималним пречником на критичном сегменту (сегменту где се врши извлачење предгрејаног ваздуха) од 2,83 m. Пречници рекуператора по сегментима приказани су на слици 67. при чему је на критичном сегменту у циљу решавања проблема „чеоног судара“ две ваздушне струје конструисано проширење у виду хаубе. Улога хаубе јесте да спречи појаву: судара две струје ваздуха, турбулентног струјања на месту извлачења предгрејаног ваздуха и велики пад притиска.

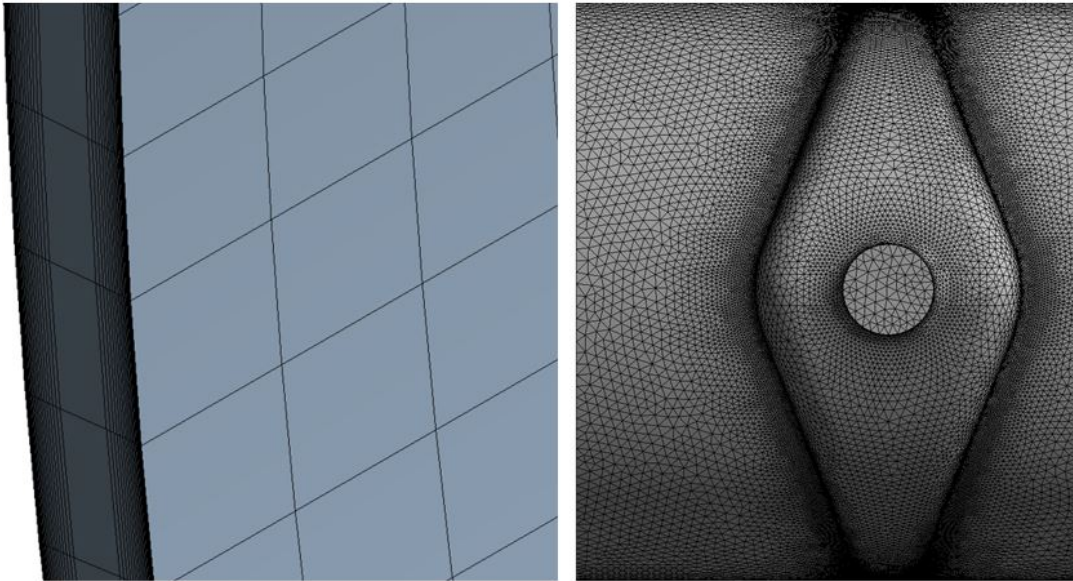
Ротационо кретање пећи узето је у обзир при симулацији „CFD“ моделом, при чему је вредност угаоне брзине била константна и износила је 0,08901 rad/s., што

одговара и стварној угаоној брзини демонстрационе пећи. Због појаве симетричности температура, за сваки сегмент приказан је само део попречног пресека изузев критичног, чија је половина попречног пресека приказана на слици 68. У CFD моделу, мрежа сваког сегмента се састоји од 567.216 чворова и 544.787 елемената, при чему је просечни квалитет елемената 1,583E-002 а просечни ортогонални квалитет је 0,989. Због велике разлике у димензијама модела, величина елемента у попречном (радијалном) правцу (20 елемената у 30 mm са коефицијентом пораста 1,2) је много мања него у подужном правцу, чији број износи 20 елемената на 50 mm. Ово уствари показује да је већи број елемената у попречном правцу него у подужном. Просечни квалитет елемента није много већи од минималне вредности која износи 0,01, која представља препоручену вредност дату у референци [105].

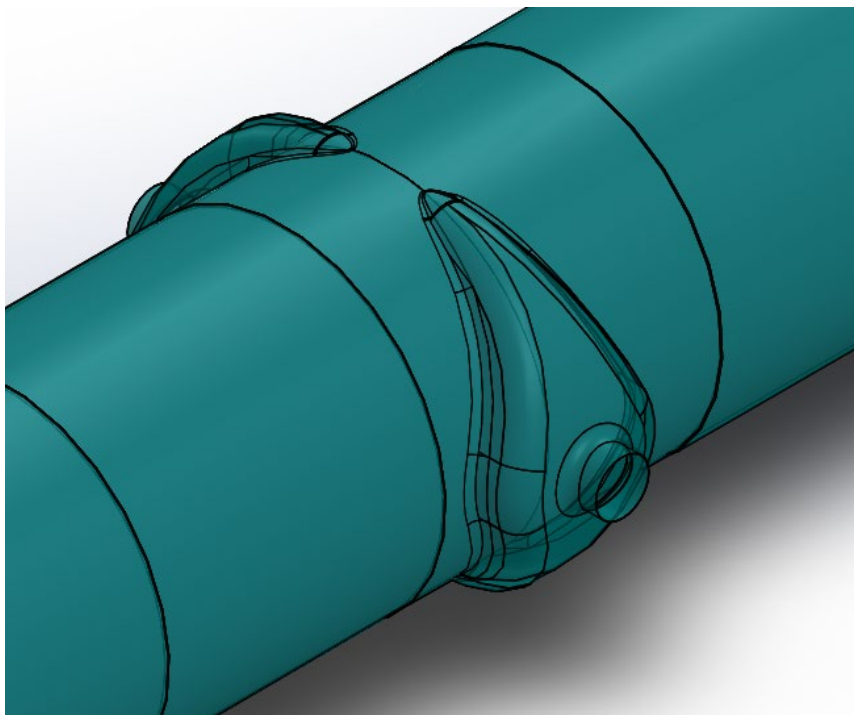


Ако се упореде резултати добијени на основу математичког модела, који су приказани на слици 66., и резултати добијени на основу симулације „CFD“ модела, може се видети да разлика између вредности излазне температуре предгрејаног ваздуха на критичном сегменту износи свега 2 K. Међутим, највећа температурна разлика између математичког хелијског модела и „CFD“ модела је на почетним сегментима, у којима се уводи ваздух у формирану прстенасти међупростор, и та разлика износи 18 и 19 K.

Слика 71. приказује број елемената у попречном и подужном правцу и детаљ мреже формираног 3Д модела. 3Д цртеж хаубе која је постављена на критичном сегменту рекуператора, на месту где се врши извлачење предгрејаног ваздуха, приказана је на слици 72. На основу реченог закључује се да је критични сегмент могуће конструкционо другачије решити. Наиме, у њему је могуће поставити шире хаубе, а „оробрити“ расклопивим ребрима површину плашта. Врло је осетљиво тачно испројектовати оваква ребра зато што она не би смела да на критичном сегменту узму већ количину топлоте од доступне.



Слика 71. Детаљ мреже у попречном и подужном правцу 3Д модела рекуператора



Слика 72. 3Д цртеж хаубе на критичном сегменту рекуператора

За свако анализирано конструкционо решење, израчунат је материјални и топлотни биланс поступком који је сличан као у случају пећи без рекуператора топлоте, при чему су узете у обзир претпоставке дате у поглављу 7.5. У табели 14. дат је енергетски биланс пећи за основну конструкцију рекуператора топлоте са минималним пречником од 2,83 m.

Табела 14. Енергетски биланс пећи са основном конструкцијом рекуператора топлоте и минималним пречником на критичном сегменту од 2,83 m

Процеси трансформације енергије	Јединица
Улазна енергија	[kJ/kg_{cl}]
Енергија настала сагоревањем горива - Q ₁	6678,96
Физичка топлота горива - Q ₂	36,89
Физичка топлота ваздуха - Q ₃	22,25+659,73
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82+100,82
Укупно:	7513,47
Излазна енергија	
Физичка топлота продуката сагоревања - Q ₅	1423,78
Физичка топлота калцината - Q ₆	1003,54
Топлота декарбонизације - Q ₇	3023,35
Физичка топлота прашине - Q ₈	19,66
Топлота декарбонизације прашине - Q ₉	15,12
Топлота сушења сировине - Q ₁₀	48,01
Укупни губитак топлоте са плашта ротационе пећи - Q	1219,43+760,55
Укупно	7513,47

На основу енергетског биланса (33), и на основу масеног протока и температуре предгрејаног ваздуха од 239°C, може се израчунати проценат уштеде у потрошњи горива, који за овај случај износи 10,17% а укупни степен корисности пећи би порастао за 6,10%. Смањење у потрошњи горива поред финансијске имало би и еколошке користи јер са смањењем потрошње горива смањује емисија штетних материја у атмосферу.

За разлику од основног конструкционог решења рекуператора топлоте са минималним пречником на критичном сегменту од 2,83 m, код рекуператора топлоте са два пролаза приказаним на слици 57. повећана је укупна површина за размену топлоте конвекцијом. У табели 15., дата је геометрија и карактеристичне вредности рекуператора са два пролаза добијених на основу математичког модела, при чему минимална вредност унутрашњег пречника рекуператора на критичном сегменту (4' и 4") у првом пролазу (рекуператор R1) износи 2,83 m. Вредност масеног протока: кроз први (унутрашњи) пролаз износи 1,616 kg/s, а за други (спољашњи) пролаз износи 0,8051 kg/s. Коефицијент емисије за плашт пећи је $\epsilon=0,8$

а за рекуператор $\varepsilon_r = 0,97$. Укупна количина ваздуха која се загреје на температуру од 210 °C износи 4,8422 kg/s од чега је за сагоревање горива потребно 3,3788 kg/s, а остатак од 1,4634 kg/s се користи за предгревање сировине. Дат критични пречник унутрашњег сегмента дефинише размењену количину топлоте и масене протоке кроз пролазе рекуператора.

Табела 15. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте код рекуператора са два пролаза са минималним пречником на критичном сегменту у првом пролазу 2,83 m.

сегмент, i	1	2	3	4'	4''	5	6	7
$t_{r,i(R1)}$ (°C)	181,9	184,6	200,9	233,4	244,0	178,7	146,7	112,7
$t_{a\ out, i(R1)}$ (°C)	55,0	121,9	198,9	233,3	233,3	175,1	109,9	53,2
d_r (m)	2,863	2,854	2,84	2,831	2,831	2,844	2,86	2,881
$w_{(R1)}$ (m/s)	5,05	7,00	11,36	16,36	16,33	9,89	6,17	3,90
$\alpha_{(R1)}$ (W/(m ² K))	14,87	18,88	27,93	39,04	38,48	25,29	17,45	12,18
$Q_{conv,s,i(R1)}$ (kW)	50,39	76,55	102,40	50,93	77,13	87,27	67,64	51,61
$Q_{conv,r,i(R1)}$ (kW)	26,22	32,67	24,59	6,05	19,48	19,93	24,89	22,05
$t_{r,i(R2)}$ (°C)	118,3	124,9	138,7	163,4	181,5	120,3	96,8	65,8
$t_{a\ out, i(R2)}$ (°C)	30,6	66,3	133,3	163,3	163,3	115,0	58,8	29,3
d_{r2} (m)	2,98	2,948	2,886	2,860	2,881	2,893	2,962	3,008
$w_{(R2)}$ (m/s)	1,37	1,94	5,30	11,51	5,32	4,77	1,74	1,24
$\alpha_{(R2)}$ (W/(m ² K))	5,79	7,41	17,84	36,33	17,12	16,64	6,90	5,39
$Q_{conv,s,i(R2)}$ (kW)	11,04	18,15	39,21	27,66	22,85	33,26	15,52	11,18
$Q_{conv,r,i(R2)}$ (kW)	6,97	10,49	15,27	4,93	9,35	12,28	8,23	5,83

Како би се пребацила што веће количине топлоте зрачењем са плашта пећи на површину сегмената рекуператора, узета је вредност коефицијента емисије за површину рекуператора 0,97. Да би се правилно испројектовао рекуператор са два пролаза, неопходан је додатни услов са аспекта преноса топлоте. У овом случају, први услов је да је минимални пречник рекуператора на критичном сегменту у првом пролазу (на рекуператору R1) не сме бити мањи од 2,83 m. Други услов је да ваздух кроз оба пролаза узме количину топлоте једнака укупном губитку топлоте са плашта „голе“ пећи. Температура предгрејаног ваздуха након мешања све 4

ваздушне струје износи 210 °C. Ако се упореде температуре предгрејаног ваздуха за основну конструкцију рекуператора топлоте (приказаног на слици 56. и 65. а)) и конструкцију рекуператора са два пролаза при истој вредности минималног пречника рекуператора на критичном сегменту, може се видети да је температура предгрејаног ваздуха мања код другог решења. Разлог ниже температуре је у томе што се зрачењем не може пренети већи део топлотних губитака на површину рекуператора. Позитивне стране рекуператора топлоте са два пролаза огледају се у могућности постизања малог растојања између површина рекуператора R1 и R2. Постављање оребрења између ових површина није могуће осим у случају када је неопходно спречити прегревавање спољашњег сегмената рекуператора (R2). Највећи део топлотних губитака се преноси на површину рекуператора R1 али и на површину другог рекуператора R2 и то само на критичном сегменту, због тога што је зрачење са површине плашта пећи праћено потхлађивањем већ предгрејаног ваздуха у првом пролазу. Изотермско мешање 4 ваздушне струје је могуће само у случају када је масени проток кроз други (спољашњи) пролаз веома мали. На пример, за минимални пречник рекуператора на критичном сегменту у првом (унутрашњем) пролазу од 2,88 m, изотермско мешање се постиже ако је масени проток ваздуха кроз први 6,926 kg/s, а кроз други пролаз 0,606 kg/s.

Материјални и топлотни биланс за конструкционо решење рекуператора топлоте са два пролаза дат је у табели 16. Добијен је истим поступком као и за основно конструкционо решење рекуператора.

Табела 16. Енергетски биланс пећи са рекуператором топлоте са два пролаза

Процеси трансформације енергије	Јединица
Улазна енергија	[kJ/kg_d]
Енергија настала сагоревањем горива – Q ₁	6672,5
Физичка топлота горива - Q ₂	36,85
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	22,25+574,08
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82+192,97
Укупно:	7513,47
Излазна енергија	
Физичка топлота продуката сагоревања - Q ₅	1423,78
Физичка топлота калцината - Q ₆	1003,54
Топлота декарбонизације - Q ₇	3023,35
Физичка топлота прашине - Q ₈	19,66
Топлота декарбонизације прашине - Q ₉	15,12
Топлота сушења сировине - Q ₁₀	48,01
Укупни губитак топлоте са плашта ротационе пећи - Q	1212,93+767,05
Укупно	7513,47

На основу добијених резултата и билансне једначине (33), може се израчунати уштеда у потрошњи горива која би у случају примене рекуператора са два пролаза била смањена са $0,184 \text{ kg/kg}_{\text{cl}}$ на $0,165 \text{ kg/kg}_{\text{cl}}$ односно за 2349 l/дан. Укупна процентуална уштеда у потрошњи горива износила би 10,26% при чему би укупан степен корисности пећи био повећан за 6,16%.

За разлику од претходна два, треће анализирано конструкционо решења, у међупростор између рекуператора и плашта пећи постављено је додатно „орebreње“ у види цилиндричне површине од перфорираног лима (видети слику 58.). Додавањем „орebreња“ би се утицало на вредност минималног пречника рекуператора на критичном сегменту, односно он би се повећао. Поређењем температура предгрејаног ваздуха за основну конструкцију рекуператора са минималног пречника на критичном сегменту од 2,84 m (видети слику 65. а)) и конструкције рекуператора са додатним орebreњем (видети слику 58. и табелу 17.) чија је орebreна површина на пречник 2,84 m, може се видети да је температура предгрејаног ваздуха на месту извлачења у другом случају виша за 30°C. Повећање површине за размену топлоте конвекцијом, доприноси конструктивном унапређењу и повећању температуре предгрејаног ваздуха. У поређењу са основном конструкцијом рекуператора топлоте, површина за размену је већа за 60%. Како ваздух узима највећи део топлотних губитака конвекцијом са плашта пећи, корист од повећања је релативно скромна. Температура површине плашта пећи представља ограничавајући фактор за размену топлоте зрачењем, чији удео опада како расте температура предгрејаног ваздуха. Растојање између „орebreне“ површине и рекуператора се постепено смањује и постаје најмање у близини места извлачења предгрејаног ваздуха, што се може видети у табели 17. То показује да уместо додавања додатне „орebreне“ површине (цилиндричне површине од перфорираног лима), боље би било додати ребра само на критичном сегменту рекуператора. Заправо, најбоље решење представља додавање ребара на површини пећи ако је то технички изводљиво, при чему се не сме угрожавати одвијања технолошког процеса и рада пећи. У табели 17., дата је геометрија и карактеристичне вредности конструкционог решења рекуператора топлоте са једним пролазом и додатном „орebreном“ површином. Пречник цилиндричне површине од перфорираног лима која представља додатно „орebreње“ износи 2,84 m, масени проток ваздуха је $3,52 \text{ kg/s}$, а коефицијенти емисије изnose $\varepsilon_s=0,8$ за плашт пећи, $\varepsilon_r=0,97$ за површину рекуператора и $\varepsilon_{fi}=0,97$ за „орebreну“ површину.

Као и за основно конструкционо решења рекуператора, и код овог решење рекуператора са једним пролазом и додатном орebreном површином, израчунат је материјални и топлотни биланс користећи обрасце приказане у табели 7. и у овом случају у обзир су узете исте претпоставке изнете у поглављу 4.5.

Табела 17. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са једним пролазом и додатном ребреном површином

сегмент, i	1	2	3	4'	4''	5	6	7
$t_{fr,i}$ (°C)	177,8	189,5	230,4	263,1	257,4	206,9	152,8	112,3
$t_{r,i}$ (°C)	163,4	178,8	221,5	253,2	246,3	200,5	144,4	102,2
$t_{a out,i}$ (°C)	61,5	139,0	239,6	243,3	243,3	209,6	124,6	59,3
d_r (m)	2,89	2,87	2,842	2,844	2,847	2,847	2,876	2,909
d_f (m)	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84
f	0,60	0,60	0,66	0,70	0,70	0,60	0,60	0,60
w (m/s)	4,05	6,36	13,90	18,20	16,67	11,70	5,74	3,27
α (W/(m ² K))	13,80	19,20	36,80	46,70	41,85	32,60	18,20	11,70
$Q_{conv s,i}$ (kW)	46,31	74,05	112,41	51,80	83,79	95,40	66,57	48,92
$Q_{conv fi}$ (kW)	27,51	36,77	43,33	19,86	34,37	33,72	28,85	24,00
$Q_{conv r,i}$ (kW)	20,96	27,25	25,74	10,39	18,32	23,65	20,96	17,84

Табела 18. Енергетски биланс ротациона пећ са рекуператором топлоте са једним пролазом и додатном ребреном површином

Процеси трансформације енергије	Јединица
Улазна енергија	[kJ/kg_{cl}]
Енергија настала сагоревањем горива - Q_1	6738,37
Физичка топлота горива - Q_2	37,22
Физичка топлота ваздуха - Q_3	22,25+672,67
Физичка топлота сировине- Q_4	14,82+28,19
Укупно:	7513,52
Излазна енергија	
Физичка топлота продуката сагоревања - Q_5	1423,78
Физичка топлота калцината - Q_6	1003,54
Топлота декарбонизације - Q_7	3023,35
Физичка топлота прашине - Q_8	19,66
Топлота декарбонизације прашине - Q_9	15,12
Топлота сушења сировине - Q_{10}	48,01
Укупни губитак топлоте са плашта ротационе пећи - Q	1279,12+700,86
Укупно	7513,52

На основу добијених резултата и њиховим поређењем са резултатима материјалног и топлотног биланса за случај пећи без рекуператора, а на основу

билансе једначине (33), може се израчунати проценат уштеде у потрошњи горива који за овај случај износи 9,38% а укупни степен корисности ротационе пећи износи 59,43%, што представља повећање од 5,57%.

На основу приказаних резултата за сва разматрана решења, а у циљу решавања проблема ексцентрицитета при ротацији пећи и искоришћења отпадне топлоте са плашта пећи за предгревање ваздуха, може се уочити да су вредности биланса свуда приближно исте јер се узима сва расположива отпадна топлота са плашта пећи. Незнатна одступању израчунатих вредности настају као последица различитих температуре предгревања ваздуха.

На основу претходне анализе, примена било ког конструкционог решења би имало бројне позитивне стране. Оне би се односиле на смањење укупних трошкова производње кроз уштеду у потрошњи горива, повећању укупног степена корисности ротационе пећ, скраћењу времена одвијања технолошког процеса (при коришћењу обогаћеног ваздуха), добијању квалитетнијег производа (чистијег калцината при коришћењу обогаћеног ваздуха) али и смањење укупне емисије загађујућих материја у атмосферу коју чине CO_2 , SO_2 , NO_x због смањења у потрошњи горива.

ПОГЛАВЉЕ

9

**ОДРЕЂИВАЊЕ ОПТИМАЛНОГ ОБЛИКА
РЕКУПЕРАТОРА ПРИ КОРИШЋЕЊУ
ОБОГАЂЕНОГ ВАЗДУХА ЗА САГОРЕВАЊЕ**

Један од главних циљева савремене индустријске производње представља смањење потрошње енергије и емисија CO_2 , CO , C_xH_y , SO_x , NO_x , прашкастих материја и сл. уз повећање ефикасности и продуктивности, побољшање квалитета производа, смањење инвестиционих и трошкова одржавања и производње. Један од начина којим се могу постићи претходно дефинисани циљеве јесте примена техничког кисеоника у процесима сагоревања. Повећање удела кисеоника у ваздуху са сагоревање може утицати на смањење топлотних губитка садржаних у продуктима сагоревања, повећању енергетске ефикасности пећи, смањењу потрошње горива и енергије али и позитивно утиче и на процесе у којима сагорева гориво лошијег квалитета (косагоревање, гориво веће влажности итд.). Повећањем удела кисеоника у ваздуху за сагоревање се добија стабилнији процес и више температуре сагоревања, што доводи до бољег преноса топлоте и повећања укупног степена корисности система.

Код испитиване пећи, поред околног ваздуха, за сагоревање је коришћен и ваздух обогаћен кисеоником, и то за случајеве обогаћења од 22% и 23% кисеоника. У случају примене ваздуха обогаћеног кисеоником изнад 20,95% запреминског удела, добија се виша температура сагоревања, смањује се време одвијања технолошког процеса унутар пећи, постиже се правилније сагоревање горива, бољи квалитет произведеног калцината. Са друге стране, више су температуре на плашту пећи, већи су топлотни губици у околину и виша је температура продуката сагоревања. Измерене вредности температура на површини плашта испитиване пећи при примени ваздуха са процентом кисеоника од 21-23% дате су у табели 5. у оквиру поглавља 4.3, при чему су мерења извршена само на првих 13 сегмената. На основу измерених температура на плашту пећи при различитим степенима обогаћења, израчунат је губитак топлоте који се конвекцијом и зрачењем предаје околном ваздуху за део ротационе пећи изнад ког би био постављен рекуператор топлоте. Конвективни губитак топлоте је израчунат за случај природне конвекције, а губитак топлоте зрачењем за случај цилиндра који се налази у великом простору. Добијене вредности топлотних губитака по сегментима приказане су у табели 10. За овако израчунате губитке топлоте, применом методе математичког ћелијског моделирања, одређене су геометријске карактеристике и израчунате су температуре на површини рекуператора. Одређена је максимална излазна температура предгрејаног ваздуха на месту извлачења за сва разматрана конструкциона решења. Оно чему се тежило у свим случајевима примене обогаћеног ваздуха јесте да геометрија рекуператора остане иста (као у случају сагоревања горива са околним ваздухом) а да се променом масеног протока ваздуха који се предгрева узме укупна доступна количина топлоте са плашта пећи. Како је пећ била предмет испитивања, вредности материјалног и топлотног биланса су преузети из референце [50] и приказану су у табели 19. Овде треба напоменути да је код испитиване пећи примењен поступак еквивалентног обогаћење¹⁸ ваздуха за сагоревање.

¹⁸ Погледати поглавље 4.3 на страни 56.

Табела 19. Топлотни биланс пећи у зависности од степена обогаћења ваздуха за сагоревање кисеоником [50]

Процеси трансформације енергије	O ₂ [%]		
	21	22	23
Улазна енергија			
Енергија настала сагоревањем горива – Q ₁	7435,44	7435,44	7435,44
Физичка топлота горива - Q ₂	41,07	41,07	41,07
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	22,25	20,87	19,96
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82	14,82	14,82
Укупно:	7513,58	7512,20	7511,29
Излазна енергија			
Физичка топлота продуката сагоревања - Q ₅	1423,01	1343,90	1291,57
Физичка топлота калцината - Q ₆	1003,54	1003,54	1003,54
Топлота декарбонизације - Q ₇	3023,35	3023,35	3023,35
Физичка топлота прашине - Q ₈	19,66	19,66	19,66
Топлота декарбонизације прашине - Q ₉	15,12	15,12	15,12
Топлота сушења сировине - Q ₁₀	48,01	48,01	48,01
Укупни губитак топлоте са плашта ротационе пећи - Q	1980,87	2058,61	2110,02
Укупно	7513,58	7512,20	7511,29

Поређењем резултата биланса за случај пећи без и са рекуператора а на основу билансе једначине (33), израчуната је уштеда у потрошњи горива и процентуално повећања степена корисности пећи за свако анализирано конструкционо решење при различитим запреминским уделима кисеоника у ваздуху за сагоревање. Добијене резултати приказани су у наредним табелама.

У табели 20. приказан је материјални и топлотни биланс пећи без и са основном конструкцијом рекуператора са минималним пречником од 2,83 m на критичном сегменту (слика 56.) за случај сагоревања горива са обогаћеним ваздухом (удео O₂ 22%). У табели 21. дате су геометријске карактеристике а у табели 22. приказана је уштеда у потрошњи горива у случају примене основне конструкције рекуператора топлоте са минималним пречником од 2,83 m на критичном сегменту са уделом кисеоника од 22% у ваздуху за сагоревање. У оквиру исте табела приказано је процентуално повећања степена корисности пећи. Енергетска ефикасност расте на рачун искоришћења топлотног губитка у околину, који се користи за предгревање ваздуха и сировине (назначено са „+“ у табели 20.). Око 20% рекуперисане топлоте се користи за предгревање сировине а остатак за предгревање обогаћеног ваздуха за сагоревање. Како је циљ одређивање оптималне геометрије, пречници рекуператора по сегментима су остали исти као и код основне конструкције рекуператора, а масени проток ваздуха је дефинисан

тако да узме укупан губитак топлоте са плашта. Брзине ваздуха кроз рекуператор у свим сегментима осим критичног су у опсегу препоручених вредности за индустријску вентилацију (видети табелу 21.).

Табела 20. Топлотни биланс ротационе пећи без и са основном конструкцијом рекуператора са минималним пречником на критичном сегменту 2,83 m - удео кисеоника у ваздуху за сагоревање износи 22%

Процеси трансформације енергије	без рекуператора	са рекуператором
Улазна енергија	22 % O₂	
Енергија настала сагоревањем горива-Q ₁	7435,44	6643,71
Физичка топлота горива - Q ₂	41,07	36,70
Физичка топлота ваздуха - Q ₃	20,87	20,87+633,6
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82	14,82+162,45
Укупно:	7512,20	7512,25

Табела 21. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте основне конструкције рекуператора са минимални пречником 2,83 m са уделом кисеоника у ваздуху за сагоревање од 22%

сегмент, <i>i</i>	1	2	3	4'	4''	5	6	7
$t_{r,i}$ (°C)	211,7	214,7	241,5	283,2	279,0	216,4	171,3	135,2
$t_{a out, i}$ (°C)	53,4	119,5	205,4	244,1	244,1	179,3	107,1	51,4
d_r (m)	2,867	2,858	2,841	2,83	2,831	2,847	2,866	2,889
w (m/s)	6,22	8,56	14,8	23,11	21,2	12,66	7,37	4,67
α (W/(m ² K))	14,87	18,88	27,93	39,04	38,48	25,29	17,45	12,18
$Q_{conv s, i}$ (kW)	60,19	91,89	127,89	60,68	99,65	107,86	79,85	60,42
$Q_{conv r, i}$ (kW)	37,01	50,61	58,83	24,48	42,55	48,70	40,04	32,50

Табела 22. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи

Улазна енергија	22% O ₂	Јединица
Температура предгрејаног ваздуха	244,1	[°C]
Специфични топлотни капацитет	1,034	[kJ/kgK]
Физичка топлота ваздуха - Q ₃	654,47	[kJ/kg _{cl}]
Физичка топлота сировине- Q ₄	177,27	[kJ/kg _{cl}]
Потрошња горива уз примену рекуператора	0,16441	[kg/kg _{cl}]
Количина горива која се штеди	0,01959	[kg/kg _{cl}]
Уштеда горива у процентима	10,65	[%]

Повећање степена корисности пећи	6,42	[%]
----------------------------------	-------------	------------

За анализирано решење, укупна количина ваздуха која се предгреје на максималну температуру од 244,1°C износи 4,26 kg/s. Од ове количине прегрејаног ваздуха 3,1688 kg/s се користи у процесу сагоревања горива а преостали део од 1,0912 kg/s за предгревање сировине.

Друго анализирано решење (слика 57.) представља рекуператор топлоте са два пролаза, и у наредним табелама биће приказани резултати за случај сагоревања горива са обогаћеним ваздухом при чему је удео кисеоника 22%. Како је температура предгревања ваздуха код рекуператора са два пролаза нижа, већа је количина топлоте која се користи за предгревање сировине у односу на основу конструкцију рекуператора. Како се користи много већа површина за размену топлоте код овог конструкционог решења рекуператора, све брзине су у препорученом опсегу за индустријску вентилацију.

Табела 23. Топлотни биланс ротациона пећи без и са рекуператором топлоте са два пролаза - удео кисеоника у ваздуху износи 22%

Процеси трансформације енергије	без рекуператора	са рекуператором
Улазна енергија	22 % O₂	
Енергија настала сагоревањем горива – Q ₁	7435,44	6645,82
Физичка топлота горива - Q ₂	41,07	36,71
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	20,87	20,87+565,63
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82	14,82+228,22
Укупно:	7512,20	7512,08

Табела 24. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора топлоте са два пролаза за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 22%

сегмент, <i>i</i>	1	2	3	4'	4''	5	6	7
$t_{r,i(R1)} (°C)$	187,8	191,0	207,1	244,1	252,8	184,2	152,3	117,8
$t_{a out, i(R1)} (°C)$	55,6	123,7	202,4	238,6	238,6	178,1	111,8	54,0
d_r (m)	2,863	2,854	2,84	2,831	2,831	2,844	2,86	2,881
$w_{(R1)}$ (m/s)	5,20	7,23	11,77	17,45	16,91	10,25	6,38	4,02
$\alpha_{(R1)}$ (W/(m ² K))	15,17	19,28	28,59	41,00	39,27	25,90	17,83	12,43
$Q_{conv s,i(R1)}$ (kW)	52,10	79,50	106,15	53,86	80,78	90,15	70,20	53,41
$Q_{conv r,i(R1)}$ (kW)	27,76	35,15	27,42	8,30	22,72	22,10	27,09	23,79
$t_{r,i(R2)} (°C)$	127,8	134,4	147,4	177,8	194,1	127,3	105,1	72,1
$t_{a out, i(R2)} (°C)$	32,24	70,97	144,56	176	176	122,92	61,47	30,03

Одређивање оптималног облика рекуператора при коришћењу обогаћеног ваздуха за сагоревање

d_{r2} (m)	2,980	2,947	2,884	2,858	2,880	2,891	2,964	3,020
$w_{(R2)}$ (m/s)	1,22	1,77	5,17	11,21	4,88	4,50	1,52	1,00
$\alpha_{(R2)}$ (W/(m ² K))	5,25	6,87	17,53	35,48	15,81	15,88	6,15	4,46
$Q_{conv s,i (R2)}$ (kW)	10,33	17,21	37,87	26,08	21,09	31,81	14,35	9,72
$Q_{conv r,i (R2)}$ (kW)	6,88	10,51	15,30	5,53	9,18	12,29	8,25	5,46

Табела 25. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи

Улазна енергија	22% O ₂	Јединица
Температура предгрејаног ваздуха	219,8	[°C]
Специфични топлотни капацитет	1,029	[kJ/kgK]
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	586,50	[kJ/kgcl]
Физичка топлота сировине- Q ₄	228,22	[kJ/kgcl]
Потрошња горива уз примену рекуператора	0,16446	[kg/kgcl]
Количина горива која се штеди	0,01954	[kg/kgcl]
Уштеда горива у процентима	10,62	[%]
Повећање степена корисности пећи	6,40	[%]

За анализирано решење, укупна количина ваздуха, која је једнака збиру све 4 ваздушне струје (први + други пролаз), износи 4,7598 kg/s при чему је максимална температура предгрејаног ваздуха након мешања 219,8 °C. Количина ваздуха потребна за сагоревање горива је 3,1688 kg/s а остатак од 1,591 kg/s се користи за предгревање сировине.

Треће анализирано конструкционо решење је рекуператор топлоте са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином (приказан на слици 58.). Добијени резултати при сагоревању горива са обогаћеним ваздухом при чему је удео кисеоника 22% су приказани у наредним табелама.

Табела 26. Топлотни биланс ротациона пећи без и са рекуператором са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином- удео кисеоника у ваздуху за сагоревање 22%

Процеси трансформације енергије	без рекуператора	са рекуператором
Улазна енергија	22 % O₂	
Енергија настала сагоревањем горива – Q ₁	7435,44	6645,42
Физичка топлота горива - Q ₂	41,07	36,71
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	20,87	20,87+603,9
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82	14,82+190,4
Укупно:	7512,20	7512,12

Табела 27. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са једним пролазом и додатном „оребреном“ површином за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 22%

сегмент, i	1	2	3	4'	4''	5	6	7
$t_{fr,i}$ (°C)	179,6	187,4	218,2	261,4	255,8	195,9	149,3	112,5
$t_{r,i}$ (°C)	164,5	175,4	206,4	249,9	243,1	187,6	139,6	101,7
$t_{a\ out,i}$ (°C)	51,3	114,5	196,6	233,7	233,7	171,7	102,7	49,4
d_r (m)	2,911	2,892	2,864	2,848	2,85	2,87	2,901	2,936
d_f (m)	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84
f	0,6	0,6	0,66	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6
w (m/s)	4,04	5,8	10,29	15,89	14,67	8,91	5,14	3,23
α (W/(m ² K))	13,59	17,45	27,55	41,39	37,31	24,91	16,19	11,38
$Q_{conv\ s,i}$ (kW)	47,023	74,07	106,71	51,67	83,99	90,94	66,18	49,48
$Q_{conv\ f,i}$ (kW)	28,39	39,09	49,42	21,79	37,66	38,08	30,9	24,83
$Q_{conv\ r,i}$ (kW)	21,78	29,34	30,6	11,7	20,54	27,54	22,28	18,62

Табела 28. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи

Улазна енергија	22% O ₂	Јединица
Температура предгрејаног ваздуха	233,7	[°C]
Специфични топлотни капацитет	1,057	[kJ/kgK]
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	624,77	[kJ/kg _{cl}]
Физичка топлота сировине- Q ₄	205,22	[kJ/kg _{cl}]
Потрошња горива уз примену рекуператора	0,16445	[kg/kg _{cl}]
Количина горива која се штеди	0,01955	[kg/kg _{cl}]
Уштеда горива у процентима	10,63	[%]
Повећање степена корисности пећи	6,40	[%]

У табели 27., f представља релативну затвореност (за термичко зрачење) оребрене површине (видети слику 58.). Што је вредност f -а већа додатна оребрена површина има мање отвора на себи. Обзиром да ребра повећавају растојање између рекуператора и површине плашта пећи из исте табеле се може видети да брзине ваздуха на сегментима не прелазе дозвољене вредности за индустријску вентилацију дате у референци [104]. Код анализираног решења, укупна количина ваздуха која се предгреје на температуру од 233,7 °C износи 4,46 kg/s од чега се за потребе сагоревања горива користи 3,1688 kg/s а остатак од 1,2912 kg/s за предгревање сировине.

Потпуно исти поступак је поновљен и у случају сагоревања горива са ваздухом обогаћеним кисеоником од 23% при чему је примењен поступак еквивалентног обогаћења. Са повећањем удела кисеоника добијају се више температуре пламена, више су температуре на површини плашта пећи што за последицу има повећање губитака топлоте у околину. Код свих анализираних конструкционих решења циљ је био задржати исте геометријске карактеристике као код основне конструкције рекуператора. Укупни губитак топлоте би се променом масеног протока ваздуха потпуно искористио. Резултати спроведених анализа су приказани у наредним табелама.

У табели 29., приказан је топлотни биланс пећи без и са основном конструкцијом рекуператора топлоте са минималним пречником од 2,83 m на критичном сегменту (слика 56.) при сагоревању горива са обогаћеним ваздухом при чему је удео кисеоника 23%. Табела 30. приказује геометрију и карактеристичне вредности преноса топлоте за анализирано конструкционо решење, а табела 31. приказује уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи.

Табела 29. Топлотни биланс ротационе пећи без и са основном конструкцијом рекуператора топлоте са минималним пречником од 2,83 m на критичном сегменту - удео кисеоника у ваздуху износи 23%

Процеси трансформације енергије	без рекуператора	са рекуператором
Улазна енергија	23 % O₂	
Енергија настала сагоревањем горива-Q ₁	7435,44	6614,71
Физичка топлота горива - Q ₂	41,07	36,54
Физичка топлота ваздуха - Q ₃	19,96	19,96+618,81
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82	14,82+206,35
Укупно:	7511,29	7511,19

Табела 30. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте основне конструкције рекуператора топлоте са минимални пречником од 2,83 m на критичном сегменту за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 23%

сегмент, <i>i</i>	1	2	3	4'	4''	5	6	7
<i>t_{r,i}</i> (°C)	215,87	219,34	245,66	289,06	284,97	220,77	174,97	138,61
<i>t_{a out, i}</i> (°C)	54,15	121,71	208,91	249	249	182,87	109,25	52,37
<i>d_r</i> (m)	2,867	2,858	2,841	2,83	2,831	2,847	2,866	2,889
<i>w</i> (m/s)	6,35	8,77	15,17	23,78	21,84	13,01	7,54	4,78
<i>α</i> (W/(m ² K))	17,68	22,28	34,87	52,67	47,65	31,15	20,14	14,15
<i>Q_{conv s,i}</i> (kW)	61,94	94,83	131,48	63,48	102,75	111,29	82,41	62,51
<i>Q_{conv r,i}</i> (kW)	38,27	52,58	60,76	25,85	44,23	50,55	41,62	33,83

Табела 31. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи

Улазна енергија	23% O ₂	Јединица
Температура предгрејаног ваздуха	249	[°C]
Специфични топлотни капацитет	1,034	[kJ/kgK]
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	638,77	[kJ/kg _{cl}]
Физичка топлота сировине- Q ₄	221,17	[kJ/kg _{cl}]
Потрошња горива уз примену рекуператора	0,16369	[kg/kg _{cl}]
Количина горива која се штеди	0,02031	[kg/kg _{cl}]
Уштеда горива у процентима	11,04	[%]
Повећање степена корисности пећи	6,68	[%]

На основу табеле 30. се може запазити да су вредности брзина на критичном сегменту доста велике, а настају као последица наглог приближавања рекуператора плашту пећи. Са порастом брзине расту и вредности коефицијената прелаза топлоте. За анализирано конструкционо решење, укупна количина ваздуха предгрејана на температуру од 249 °C износи 4,3159 kg/s од чега се за потребе сагоревања горива користи 3,031 kg/s а остатак од 1,2849 kg/s за предгревање сировине. Упоређењу са случајем када се примењује ваздух са 22% кисеоника, са повећањем удела кисеоника и растом топлотног губитка са плашта већа количина топлоте преостаје за загревање сировине. Такође, расту брзине ваздуха у критичним сегментима изнад вредности препоручених за индустријску вентилацију.

Табеле 32., 33. и 34., приказују вредности топлотног биланса пећи без и са рекуператором, уштеду у потрошњи горива, процентуално повећање степена корисности, геометрију и карактеристичне вредности преноса топлоте за анализирано конструкционо решење рекуператор топлоте са два пролаза (видети слику 57.). Брзине ваздуха на свим сегментима су у оквиру препоручених вредности датих у референци [104]. Од укупне количине предгрејаног ваздуха око 32% се користи за загревање сировине. Што је нижа температура предгревања ваздуха рекуператора а виши топлотни губитак то се већа количина топлоте користи за предгревање сировине. Ово је случај код примене рекуператора са два пролаза.

Табела 32. Топлотни биланс ротациона пећи без и са рекуператором са два пролаза - удео кисеоника у ваздуху за сагоревање износи 23%

Процеси трансформације енергије	без рекуператора	са рекуператором
Улазна енергија	23 % O₂	
Енергија настала сагоревањем горива – Q ₁	7435,44	6616,33
Физичка топлота горива - Q ₂	41,07	36,55

Одређивање оптималног облика рекуператора при коришћењу обогаћеног ваздуха за сагоревање

Физичка топлота ваздуха – Q_3	19,96	19,96+558,21
Физичка топлота сировине- Q_4	14,82	14,82+265,46
Укупно:	7511,29	7511,33

Табела 33. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са два пролаза за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 23%

сегмент, i	1	2	3	4'	4''	5	6	7
$t_{r,i(R1)} (°C)$	194,6	198,2	214,0	251,3	260,9	190,8	158,7	123,5
$t_{a out, i(R1)} (°C)$	56,2	125,7	206,0	243,5	243,5	181,9	114,2	55,0
d_r (m)	2,863	2,854	2,84	2,831	2,831	2,844	2,86	2,881
$w_{(R1)}$ (m/s)	5,39	7,51	12,26	18,26	17,59	10,68	6,63	4,17
$\alpha_{(R1)}$ (W/(m ² K))	15,52	19,75	29,36	42,26	40,22	26,60	18,28	12,72
$Q_{conv s,i(R1)}$ (kW)	54,14	82,94	110,31	56,52	84,13	93,88	73,27	55,77
$Q_{conv r,i(R1)}$ (kW)	29,57	38,09	30,73	9,94	24,88	24,78	29,68	25,81
$t_{r,i(R2)} (°C)$	138,2	144,7	155,8	183,3	202,4	134,8	114,0	81,6
$t_{a out, i(R2)} (°C)$	32,7	72,2	148,2	181,7	181,7	126,0	61,7	30,1
d_{r2} (m)	2,986	2,952	2,885	2,859	2,881	2,893	2,974	3,030
$w_{(R2)}$ (m/s)	1,08	1,55	4,60	10,28	4,58	4,02	1,28	0,87
$\alpha_{(R2)}$ (W/(m ² K))	4,70	6,08	15,73	32,68	14,91	14,33	5,25	3,91
$Q_{conv s,i(R2)}$ (kW)	9,61	15,93	35,50	24,97	20,47	30,25	12,98	9,02
$Q_{conv r,i(R2)}$ (kW)	6,75	10,40	15,78	5,34	9,43	12,95	8,12	5,66

Табела 34. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи

Улазна енергија	23% O ₂	Јединица
Температура предгрејаног ваздуха	226,25	[°C]
Специфични топлотни капацитет	1,030	[kJ/kgK]
Физичка топлота ваздуха – Q_3	578,17	[kJ/kgcl]
Физичка топлота сировине- Q_4	280,28	[kJ/kgcl]
Потрошња горива уз примену рекуператора	0,16373	[kg/kgcl]
Количина горива која се штеди	0,02027	[kg/kgcl]
Уштеда горива у процентима	11,02	[%]
Повећање степена корисности пећи	6,67	[%]

За анализирано конструкционо решење, укупна количина ваздуха која је једнака збиру све 4 ваздушне струје (први + други пролаз) износи 4,7765 kg/s, при чему је максимална температура након мешања 226,25 °C. Са порастом

запреминског удела кисеоника, количина ваздуха за сагоревање горива се смањује и у овом случају износи 3,031 kg/s а остатак од 1,7455 kg/s се користи за предгревање сировине.

Табеле 35., 36. и 37., приказују рачунске вредности топлотног биланса пећи без и са рекуператором, уштеду у потрошњи горива, процентуално повећање степена корисности, геометрију и карактеристичне вредности преноса топлоте за конструкционо решење рекуператора топлоте са једним пролазом и додатном „орбреном“ површином.

Табела 35. Топлотни биланс ротационо пећи без и са рекуператором са једним пролазом и додатном „орбреном“ површином -удео кисеоника у ваздуху износи 23%

Процеси трансформације енергије	без рекуператора	са рекуператором
Улазна енергија	23 % O₂	
Енергија настала сагоревањем горива – Q ₁	7435,44	6615,93
Физичка топлота горива - Q ₂	41,07	36,54
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	19,96	19,96+591,08
Физичка топлота сировине- Q ₄	14,82	14,82+232,94
Укупно:	7511,29	7511,27

Табела 36. Геометрија и карактеристичне вредности преноса топлоте рекуператора са једним пролазом и додатном „орбреном“ површином за случај обогаћења ваздуха кисеоником од 23%

сегмент, <i>i</i>	1	2	3	4'	4''	5	6	7
$t_{fr,i}$ (°C)	183,4	191,7	222,2	267,0	261,5	200,0	152,9	115,5
$t_{r,i}$ (°C)	168,0	179,5	210,2	255,2	248,6	191,6	143,0	104,4
$t_{a\ out,i}$ (°C)	52,1	116,8	200,2	238,7	238,7	175,3	104,9	50,4
d_r (m)	2,91	2,891	2,863	2,848	2,85	2,87	2,901	2,936
d_f (m)	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84
f	0,6	0,6	0,66	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6
w (m/s)	4,12	5,92	10,54	16,34	15,1	9,13	5,25	3,3
α (W/(m ² K))	13,75	17,67	27,99	42,09	38,01	25,32	16,4	11,51
$Q_{conv\ s,i}$ (kW)	48,3	76,28	109,59	53,96	86,47	93,72	68,19	51,08
$Q_{conv\ f,i}$ (kW)	29,36	40,61	51,02	22,99	39,12	39,51	32,12	25,85
$Q_{conv\ r,i}$ (kW)	22,54	30,53	31,63	12,38	21,39	28,61	23,73	19,4

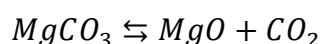
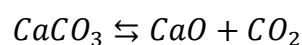
Табела 37. Уштеда у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи

Улазна енергија	23% O ₂	Јединица
Температура предгрејаног ваздуха	238,65	[°C]
Специфични топлотни капацитет	1,032	[kJ/kgK]
Физичка топлота ваздуха – Q ₃	611,04	[kJ/kgcl]
Физичка топлота сировине- Q ₄	247,76	[kJ/kgcl]
Потрошња горива уз примену рекуператора	0,16372	[kg/kgcl]
Количина горива која се штеди	0,02028	[kg/kgcl]
Уштеда горива у процентима	11,02	[%]
Повећање степена корисности пећи	6,67	[%]

И код овог анализираног решења, брзине ваздуха су у оквиру препоручених вредности за индустријску вентилацију [104]. Укупна количина ваздуха која се предгреје на максималну температуру од 238,65 °C износи 4,513 kg/s од чега се за потребе сагоревања горива користи 3,031 kg/s а остатак од 1,482 kg/s за предгревање сировине. Што је већи удео кисеоника у обогаћеном ваздуху рекуператор са додатном оребреном површином са аспекта ефективности показује најбоље карактеристике. Наиме, расте температура предгревања ваздуха уз задржавање брзина у препорученим границама за индустријску вентилацију.

Табела 38. приказује обједињене резултате за сва анализирана конструкциона решења рекуператора у случају њихове примене и постављања око плашта пећи, изнад зоне са највишим температурама плашта. У оквиру табеле, дате су максималне температуре предгрејаног ваздуха и њима одговарајући масени протоци, потрошња горива, уштеде у потрошњи горива и процентуално повећање степена корисности пећи у случају сагоревања горива обогаћеним ваздухом са уделом кисеоника од 20,95-23%.

Имајући у виду да се са порастом удела кисеоника смањује потребан количина ваздуха за сагоревање, то се применом анализираних конструкција повећава расположива количина топлоте за загревање сировине. Ова топлота расте са смањењем ефективности рекуператора, тако да рекуператор са два пролаза који има најнижу температуру предгревања ваздуха даје највећу количину топлоте за предгревање сировине. Вишак предгрејаног ваздуха се користи за сушење и предгревање сировине (доломита), чиме се надокнађује мања количина продуката сагоревања настала услед смањења у потрошњи горива. Смањење у потрошњи горива значи и мање CO₂ у димном гасу, а тиме и већу константу хемијске равнотеже за реакције калцинације.



Табела 38. Карактеристичне вредности анализираних конструкционих решења рекуператора топлоте

	Ротациона пећ без рекуператора	Рекуператор топлоте са минималним пречником 2,83m			Рекуператор топлоте са два пролаза			Рекуператор топлоте са једним пролазом и додатном оребреном површином		
		20,95	22	23	20,95	22	23	20,95	22	23
Процентуални удео кисеоника у ваздуху [%]	20,95	20,95	22	23	20,95	22	23	20,95	22	23
Температура предгрејаног ваздуха [°C]	-	239	244,1	249	210	219,8	226,25	244,3	233,7	238,65
Масени проток ваздуха [kg/kg _d]	2,765	3,421	3,486	3,532	3,963	3,895	3,909	2,881	3,65	3,693
Потрошња горива [kg/kg _d]	0,184	0,16528	0,16441	0,16369	0,16512	0,16446	0,16373	0,16675	0,16445	0,16372
Уштеда у потрошњи горива [kg/kg _d]	-	0,01872	0,01959	0,02031	0,01888	0,01945	0,02027	0,01725	0,01955	0,02028
Уштеда у потрошњи горива [%]	-	10,17	10,65	11,04	10,26	10,62	11,02	9,38	10,63	11,02
Степен корисности ротационе пећи [%]	53,86	59,96	60,28	60,54	60,02	60,26	60,53	59,43	60,26	60,53

ПОГЛАВЉЕ

10

ЗАКЉУЧЦИ И ПРАВЦИ
БУДУЋИХ ИСТРАЖИВАЊА

Ограничен приступ енергентима, несигурно снабдевање, зависност индустријског развоја од увоза и извоза енергената, загађење животне средине, климатске промене и захтеви за смањењем емисије гасова са ефектом стаклене баште, побољшање енергетске ефикасности, су енергетски проблеми са којима се суочава човечанство. У циљу смањења енергетске зависности и потрошње, унапређења индустријског раста, одрживог развоја, решење треба тражити и у повећању енергетске ефикасности свих грана индустрије. У оквиру дисертације разматрано је коришћење отпадне топлоте са плашта ротационе пећи. Ова врста термичко процених уређаја има широку примену а највише у производњи цементна и индустрији обојених метала. Велики проблем у искоришћењу отпадне топлоте представља ротација пећи.

Полазећи од основне конструкције рекуператора развијаног и приказаног у референци [31], у дисертацију су решавани проблеми:

- (1) повећања растојања између плашта ротационе пећи и рекуператора тако да ефективност остане непромењена или повећана. У примени основне конструкције рекуператора велики проблем представља присуство носећег прстена и/или ротациони ексцентрицитет пећи. И док носећи прстен онемогућава примену основне конструкције изнад плашта, ексцентрицитет ограничава минимални пречник рекуператора а тиме и његову ефективност.
- (2) „рада“ рекуператора при варијацији топлотних губитака ротационе пећи који најчешће настају услед: нарушавања структуре унутрашњег изолационог слоја (појава пукотина, отпадање делова опеке итд.) и промена параметара технолошких процеса и флуида за сагоревање. Разматрана је могућност примене ваздуха обогаћеног кисеоником у процесу сагоревања горива. Квалитет произведеног калцината зависи од температуре и стабилности сагоревања. Са порастом удела кисеоника у ваздуху расту температура сагоревања и губици топлоте са плашта пећи у околину.
- (3) како најефикаснији искористити предгрејан ваздух. Разматран је утицај примене предгрејаног ваздуха за сагоревање горива и предгревање сировине на ефикасност пећи.

Решавајући проблем повећања растојања између плашта пећи и рекуператора и искоришћења укупне отпадне топлотне, развијена су нова техничка решења:

- **конвективно зрачних ребара.** Коришћењем оваквих „ребара“ повећава се површина за размену топлоте конвекцијом и површина рекуператора на коју пећ зрачи. Услед повећања површине за размену топлоте, смањује се потребна брзина ваздуха у прстену а тиме и растојање између рекуператора и пећи. Ово решење би требало да повећа ефективност основног рекуператора а тиме и температуру загрејаног ваздуха на месту извлачења.

- **рекуператора са два пролаза.** Конструкција предвиђа рекуператор у облику дуплог прстена. Циљ је да се смањи брзина струјања ваздуха кроз унутрашњи прстен а да се што већа количина топлоте пренесе са пећи на ваздух у спољашњем прстену. Са смањењем брзине смањују се коефицијенте прелаза топлоте. Услед смањења коефицијената прелаза ваздух узима мању количину топлоте конвекцијом што утиче на повећања растојања између површина плашта пећи и унутрашњег прстена рекуператора.
- **увођењем додатног ваздуха.** Додатна количина ваздуха се уводи испред критичног сегмента, на месту где постоји опасност да површина рекуператора додирне површину пећи. Крајњи циљ увођења додатне количине ваздуха јесте повећање растојања између површине рекуператора и плашта пећи.
- **комбинације набројаних варијанти унутар једне конструкције.** Претходне мере су комбиноване унутар једне конструкције у циљу повећања минималног растојања између пећи и рекуператора а зарад постизања исте или веће ефикасности.

Ради искоришћења топлотних губитака са плашта пећи развијен је хелијски математички модел помоћу кога је одређена геометрија рекуператора топлоте. Циљ је био да се на месту извлачења добије што виша температура предгрејаног ваздуха уз услов да вредност пречника рекуператора на критичном сегменту (сегмент на коме се извлачи предгрејан ваздух) не сме да буде мања од максималног ексцентричитета ротације пећи. Модел је директно валидиран на експерименталном рекуператору, и посредно преко CFD модела. Његов научни допринос лежи у чињеници да може да се примени на све анализиране конструкције, различите врсте изолације и друге ротационе цилиндричне површине код којих су познате температуре површина. У дисертацији овај модел је написан у програмском пакету „Dymola“.

За добијање унапређене слике струјања и за обликовање детаља (извод ваздуха са критичног сегмента) извршена је симулација у програмском пакету „Ansys“, у подмодулу „Fluent“. Формиран је такозвани CFD модел а симулација је показали добро поклапање са хелијским математичким моделом. У

Спроведена анализа је показала да постављањем било које конструкције рекуператора око плашта пећи значајно би се повећао њен степен корисности и оствариле значајне уштеде у потрошњи горива. Треба напоменути да са порастом удела кисеоника у ваздуху повећава се проценат уштеде као и степен корисности пећи.

Сходно дефинисаним циљевима и анализираним конструкцијама, главни закључци су:

- За дати минимални пречник рекуператора топлоте дефинисан ексцентрицитетом ротације пећи, постоји максимална температура

предгревања ваздуха. Екцентрицитет је параметар који највише утиче на ефективност рекуператора за дати губитак топлоте и температуру површине.

- Свако разматрано конструкционо решење рекуператора топлоте се може применити при различитим радним параметрима ротационе пећи (на пример, сагоревање са ваздухом обогаћеним кисеоником) уколико нема значајних промена у температурном профилу површине плашта.
- Растојање између површине рекуператора и плашта пећи се може повећати применом материјала који имају већи степен емисивности, постављањем додатног оребрења и/или увођењем додатне количине ваздуха на критичном сегменту. Примену конструкционог решење рекуператора са два пролаза треба избегавати, изузев у случају када је потребно спречити прегревање плашта пећи на критичном сегменту.
- Код унапређених конструкционих решења, брзина струјања ваздуха не прелази препоручене вредности.
- Увођење додатне количине ваздуха треба узети у обзир само за критичан сегмент и то у комбинацији два основна конструкциона решења (видети слику 58.). Коришћење два рекуператора се препоручују код пећи код којих у зони са највишим температурама налази носећи прстен пећи.
- Примена додатног оребрења има релативно мали утицај на ефективност рекуператора, зато што је пренос топлоте конвекцијом на површини пећи најдоминантнији механизам преноса топлоте код свих анализираних рекуператора. Употреба додатног оребрење је оправдана једино на критичном сегменту.
- Употреба различитих облика и положаја оребрења на критичном сегменту, омогућава искоришћење укупних губитака топлоте, и утиче на повећање растојање између површине плашта пећи и рекуператора. Модификације треба да буду што једноставније и да омогуће: мешање две ваздушне струје, потпуно искоришћење губитка топлоте и мали пад притиска.

У дисертацији је показано да постоји конструкција конвективно зрачног рекуператора таква да се тачно дефинисани топлотни губитак са плашта пећи се може искористити за предгревање ваздуха који се користи за сагоревање горива у и/или предгревање сировине. Такође, показано је да се сва предложена конструкциона решења могу применити и када у пећи сагорева гориво са обогаћеним ваздухом. Резултати су показали да постоји конкретни начини за прилагођење конструкције ротационом екцентрицитету (одаљавању површина рекуператора и пећи) уз задржавање ефективности рекуператора.

Што се анализираних конструкција тиче простор за даље унапређење ефективности постоји једино на критичном сегменту (излаз ваздуха из рекуператора). Будућа истраживања се могу усмерити на сагледавање могућности

постављања монтажног оребрења на плашт пећи у зони извлачења ваздуха. На тај начин би се повећала површина за размену топлоте, смањила брзина и повећало растојање између плашта и рекуператора. Како је пећ само део процеса, будућа истраживања би требала да обухвате и анализу преосталих делова (система) производног процеса. Тек свеукупни поглед на читав процес омогућава да се на најефикаснији начин користи отпадна топлота са плашта пећи.

НОМЕНКЛАТУРА

Номенклатура

A	површина, [m ²]
$A_{fo,i}$	укупну површину свих отвора „оребрене“ површине на i -том сегменту, [m ²]
$A_{f,i}$	укупну површину имагинарног цилиндра на пречнику ребра на i -том сегменту, [m ²]
$c_{p,a}$	топлотни капацитет при константном притиску, [kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
d	спољни пречник ротационе пећи, 2.8m
d_h	хидраулички пречник, [m]
d_{min}	најмањи (критични) пречник рекуператора, [m]
$d_r, d_{r1}, d_{r2}, d_{r3}, d_{i,i}, d_{io,i}$	пречници приказани на слици 61., [m]
F_{12}	корекциони фактор, -
f	бездимензиони фактор (релативна отвореност „оребрене“ површине),
l	дужина, [m]
\dot{m}	масени проток, [kg/s]
N_u	Нуселтов број, -
P_r	Прантлов број, -
Q	топлотни губитак, [kW]
\dot{Q}	топлотни флуks, [kW]
\dot{Q}_{rad}	губитак топлоте зрачењем, [kW]
R_e	Рејнолдсов број, -
R_1, R_2	ћелије (видети слику 61.)
t	температура, [°C]
T	температура, [K]
w	брзина ваздуха, [m/s]
$W_{1,,} W_n$	мерне несигурности, -
$x_{1,,} x_n$	независне променљиве, -

Грчка слова

α	кофицијент прелаза топлоте, [Wm ⁻² K ⁻¹]
ε	кофицијент емисије, -
λ	кофицијент провођења, [Wm ⁻¹ K ⁻¹],
σ	Штефан-Болцманова константа, 5.67·10 ⁻⁸ [Wm ⁻² K ⁻⁴],

ρ густина, [kg/m³],

Индекси

a ваздух,

Al алуминијум,

conv конвекција,

FG продукти сагоревања,

f ребро,

I *i*-ти сегмент или изолација,

,I на *i*-том сегменту рекуператора,

(i-1) на ћелији пре,

(i+1) на ћелији после,

i+1 сегмент после,

i-1 сегмент пре,

in улази,

io спољашња површина изолације,

m модификован,

,m средња,

o околна или спољна,

out излази, или ваздух на излазу *i*-тог сегмента рекуператора,

O₂ кисеоник,

p предгрејан,

r рекуператор,

rad зрачење,

s спољна површина пећи,

,s,i *i*-ти сегмент спољашње површине пећи,

sr, sf, fr означава количину топлоте која се зрачењем размени између две површине: пећи (*s*), рекуператора (*r*) и оребрене површине (*f*),

steel челик,

1 or R1 унутрашњи сегмент код рекуператора са два пролаза,

2 or R2 спољашњи сегмент код рекуператора са два пролаза.

ЛИТЕРАТУРА

-
- [1] **U.S Energy Information Administration. International Energy Outlook 2009:** World Energy and economic Outlook; 2009, Available Online at: <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/world.html>, <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/highlights.html>, <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/industrial.html>, <http://www.eia.doe.gov/emeu/aer/eh/total.html> [Accessed 20.04.10].
- [2] **United Nations Industrial Development Organization (UNIDO). Policies for promoting industrial energy efficiency in developing countries and transition economies;** 2008, Available online at: <http://www.greenhouse.gov.au/challenge/html/about/about.html>, http://www.unido.org/fileadmin/media/documents/pdf/Energy_Environment/ind_energy_efficiencyEbookv2.pdf[Accessed 14.04.10].
- [3] **E.A. Abdelaziz, R. Saidur, S. Mekhilef,** A review on energy saving strategies in industrial sector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 150–168.
- [4] **Ming-Jia, Li Wen, Quan Tao,** Review of methodologies and polices for evaluation of energy efficiency in high energy-consuming industry, *Volume* 187, 1 February 2017, Pages 203-215
- [5] **Peter G. Taylor Olivier, Lavagne d’Ortigue, Michel Francoeur, Nathalie Trudeau,** Final energy use in IEA countries: The role of energy efficiency, *Energy Policy* 38 (2010) 6463–6474.
- [6] **Akvile Lawrence, Patrik Thollander, Mariana Andrei, Magnus Karlsson,** Specific Energy Consumption/Use (SEC) in Energy Management for Improving Energy Efficiency in Industry: Meaning, Usage and Differences, *Energies* 2019, 12(2), 247; <https://doi.org/10.3390/en12020247>
- [7] **Dušan D. GVOZDENAC, Miroslav V. KLJAJIC, and Branka D. GVOZDENAC-UROŠEVIC,** SERBIAN ENERGY EFFICIENCY PROBLEMS, *THERMAL SCIENCE: Year* 2014, Vol. 18, No. 3, pp. 683-694
- [8] **Morvaj, Z., Bukarica, V.,** Immediate Challenge of Combating Climate Change: Effective Implementation of Energy Efficiency Policies, 21st World Energy Congress, Montreal, Canada, 2010
- [9] **Dennis, K.,** The Compatibility of Economic Theory and Proactive Energy Efficiency Policy, *The Electricity Journal*, 19 (2006), 7, pp. 58-73
- [10] **Stojan SIMIĆ, Dušan GOLUBOVIĆ, Goran ORAŠANIN, Davor MILIĆ, Jovana PAJKIĆ,** UTICAJ POVEĆANJA ENERGETSKE EFIKASNOSTI U INDUSTRIJI NA UŠTEDU ENERGIJE I SMANJENJE EMISIJA U ŽIVOTNU SREDINU, *Zbornik Međunarodnog kongresa o procesnoj industriji – Procesing*, [S.l.], v. 29, n. 1, p. 61-68, mar. 2017
- [11] **Petrella G.,** *Industrial energy management: principles and applications.* USA:Kluwer Academic Publisher; 1992.
-

-
- [12] **Bureau of Energy Efficiency. Energy management and audit**; 2010 [Online] Available at: <http://www.em-ea.org/Guide%20Books/book-2/2.8%20Waste%20Heat%20Recovery.pdf> [Accessed 5.10.09].
- [13] **Jacobs NB.**, Energy policy: economic effects, security aspects and environmental issues. Nova Science Publishers Inc.; 2009.
- [14] **DIRECTIVE 2001/77/EEC** of 27 September 2001 on the Promotion of Electricity Produced from Renewable Energy Sources in the Internal Electricity Market, Official Journal of the European Communities, No. L 283/33 EN
- [15] **DIRECTIVE 2006/32/EEC** of 5 April 2006 on Energy End-Use Efficiency and Energy Services and Repealing Council Directive 93/76/EEC, Official Journal of the European Union, No. L 114/64-85 EN
- [16] **DIRECTIVE 2012/27/EU** of 25 October 2012 on Energy Efficiency (amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC (1)), Official Journal of the European Union, No. L 315, Vol. 55, pp. 1-56
- [17] **DIRECTIVE 2012/29/EU** of 25 October 2012 establishing minimum standards on the rights, support and protection of victims of crime, and replacing Council Framework Decision 2001/220/JHA, Official Journal of the European Union, No. L 315, Vol. 55, pp. 57-73
- [18] **DIRECTIVE 2012/30/EU** of 25 October 2012 on coordination of safeguards which, for the protection of the interests of members and others, are required by Member States of companies within the meaning of the second paragraph of Article 54 of the Treaty on the Functioning of the European Union, in respect of the formation of public limited liability companies and the maintenance and alteration of their capital, with a view to making such safeguards equivalent, Official Journal of the European Union, No. L 315, Vol. 55, pp. 74-104
- [19] **DIRECTIVE 93/76/EEC** of 13 September 1993 to Limit Carbon Dioxide Emissions by Improving Energy Efficiency (SAVE), Official Journal of the European Union, No L 237/28-30 EN
- [20] **Price L, Worrell E.**, International industrial sector energy efficiency policies. Lawrence Berkeley National Laboratory 2000 [LBNL-46274].
- [21] **Bertoldi P.**, The use of long-term agreements to improve energy efficiency in the industrial sector: overview of the European experiences and proposal for a common framework. In: Proceedings of the 1999 American council for an energy-efficient economy summer study on energy efficiency in industry. Washington, DC: ACEEE; 1999.
- [22] **Chidiak M.**, Voluntary agreements for energy efficiency in five EU countries. In: bin Energy efficiency and CO2 reduction: the dimensions of social change: 1999 European Council for an energy-efficient economy summer study;1999.
-

-
- [23] **Hansen K, Larsen A.**, Voluntary agreements in industry: a comparative description of the process and a normative analysis. In: Proceedings of the 1999 American Council for an energy-efficient economy summer study on energy efficiency in industry. Washington, DC: ACEEE; 1999.
- [24] **Mazurek J, Lehman B.**, Monitoring and verification of long-term voluntary approaches in the industrial sector: an initial survey. In: Proceedings of the 1999 American Council for an energy-efficient economy summer study on energy efficiency in industry. Washington, DC: ACEEE; 1999.
- [25] **Newman J.**, Evaluation of energy-related voluntary agreements. In: Martin, et al., editors. Industrial energy efficiency policies: understanding success and failure: Proceedings of a workshop organized by the international network for energy demand analysis in the industrial sector, 1998 [LBNL-42368].
- [26] **Strategija razvoja energetike Republike Srbije do 2025. godine sa projekcijama do 2030. godine:** 101/2015-36
- [27] **IEA World Energy Balances 2020**, <https://www.iea.org/subscribe-to-data-services/world-energy-balances-and-statistics>, Documentation: https://iea.blob.core.windows.net/assets/4f314df4-8c60-4e48-9f36-bfea3d2b7fd5/WorldBAL_2020_Documentation.pdf, This data is subject to the IEA's terms and conditions: <https://www.iea.org/terms>
- [28] **Gvozdenc, D. D., Simic, T. S.**, About the Serbian Energy Efficiency Problems, Thermal Science, 16 (2012), Suppl. 1, pp. 1-15
- [29] **Lund, P. D.**, The Link between Political Decision-Making and Energy Options: Assessing Future Role of Renewable Energy and Energy Efficiency in Finland, Energy, 32 (2007), 12, pp. 2271-2281
- [30] **Morvay, Z., Gvozdenc, D.**, Applied Industrial Energy and Environmental Management, John Wiley and Sons and IEEE press, Chichester, UK, 2008
- [31] **Karamarković, V., et al.**, Recuperator for waste heat recovery from rotary kilns, Applied Thermal Engineering, Volume 54, Issue 2, 30 May 2013, Pages 470-480
- [32] **Vijayan, S.N., Sendhilkumar, S.**, Industrial Applications of Rotary Kiln in Various Sectors - A Review, Int. J. Eng. Innov. Res. 3 (2014) 342-345
- [33] **Golewski, G.L.**, Energy savings associated with the use of fly ash and nanoadditives in the cement composition, Energies 2020, 13, 2184
- [34] **U.S.G. Survey, National Minerals Information Center**, (n.d.). <https://www.usgs.gov/centers/nmic/mineral-commodity-summaries>
- [35] **M. Garside**, Major countries in worldwide cement production 2010-2020, <https://www.statista.com/statistics/267364/world-cement-production-by-country/>
-

-
- [36] **M. Garside**, Major countries in worldwide cement production 2010-2020, <https://www.statista.com/statistics/1087115/global-cement-production-volume/>
- [37] **PBL Netherlands Environmental Assessment Agency**, Trends in global CO2 emissions: 2014 Report, The Hague, 2014 ISBN: 978-94-91506-87-1
- [38] <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/industry-direct-co2-emissions-in-the-sustainable-development-scenario-2000-2030>
- [39] <https://www.iea.org/reports/cement>
- [40] Beočinski dragulj, 170 godina Lafarge BFC, 2009, nedovršeni tekst "opština Praćin"
- [41] Republički Zavod za statistiku Republike Srbije
- [42] <https://www.statista.com/statistics/569515/primary-magnesium-production-worldwide/>
- [43] <https://www.statista.com/statistics/264953/global-reserves-of-magnesium-by-major-countries/>
- [44] **Francesco Cherubinia, Marco Raugei, Sergio Ulgiati**, LCA of magnesium production Technological overview and worldwide estimation of environmental burdens, Resources, Conservation and Recycling 52 (2008) 1093–1100
- [45] **Norgate, T.E. & Rankin, W.J.** (2007), 'Assessing The Environmental Impact of Metal Production Processes', Journal of Cleaner Production, vol.15, no. 8-9, p. 838-848.
- [46] **Ljubiša Andrić**, Stanje i perspektive nemetalnih mineralnih sirovina u Srbiji, Institut za tehnologiju nuklearnih i drugih mineralnih sirovina
- [47] <https://www.statista.com/statistics/569535/primary-magnesium-production-capacity-by-country/>
- [48] **R. G. Blezard**, Reflections of the History of the Chemistry of Cement. Society of Chemical Industry (SCI) Lecture Series, UK, 1998.
- [49] http://www.cementkilns.co.uk/early_rotary_kilns.html
- [50] **Miljan R. Marašević**, Eksergijska optimizacija rada rotacione peći za kalcinaciju dolomita, doktorska disertacija, Kraljevo, 2013.
- [51] <https://www.cementequipment.org/home/kiln-and-cooler/types-rotary-kilns/>
- [52] <https://www.climate-policy-watcher.org/power-generation/rotary-kiln-types-and-their-use-in-the-us.html>
- [53] **Radwan A.M.**, Different possible ways for saving energy in the cement production, Advances in Applied Science Research, 2012, 3 (2):1162-1174
- [54] **Chatterjee A., Sui T.**, Alternative fuels—effects on clinker process and properties. Cement Concrete Research, Volume 123, 2019, article 105777
-

-
- [55] **Zanoli S.M., Pepe C., Rocchi M.**, (2016) Improving performances of a cement rotary kiln: a model predictive control solution, *Journal of Automation and Control Engineering*, 2016, Volume 4, pp. 262-267
- [56] **Tahsin Engin, Vedat Ari**, Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems--A case study, *Energy Conversion and Management* 46 (2005), pp. 551-562
- [57] **S. Khurana, R. Banerjee, U. Gaitonde**, Energy balance and cogeneration for a cement plant, *Appl. Therm. Eng.*, 22 (2002), pp. 485-494
- [58] **A. Atmaca, R. Yumrutaş**, Analysis of the parameters affecting energy consumption of a rotary kiln in cement industry, *Appl. Therm. Eng.*, 66 (1) (2014), pp. 435-444
- [59] **G. Kabir, A.I. Abubakar, U.A. El-Nafaty**, Energy audit and conservation opportunities for pyroprocessing unit of a typical dry process cement plant, *Energy*, 35 (3) (2010), pp. 1237-1243
- [60] **Q. Yin, W.-J. Du, L. Cheng**, Optimization design of heat recovery systems on rotary kilns using genetic algorithms, *Appl. Energy*, 202 (2017), pp. 153-168
- [61] **W.-J. Du, Q. Yin, L. Cheng**, Experiments on novel heat recovery systems on rotary kilns, *Appl. Therm. Eng.*, 139 (2018), pp. 535-541
- [62] **Q. Yin, et al.**, Design requirements and performance optimization of waste heat recovery systems for rotary kilns, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 93 (2016), pp. 1-8
- [63] **Wei-Ning Wu, et al.**, Improving the sustainability of cement clinker calcination process by assessing the heat loss through kiln shell and its influencing factors: A case study in China, *Journal of Cleaner Production*, 224 (2019), pp. 132-141
- [64] **Fasil Alemayehu, Omprakash Sahu**, Minimization of Variation in Clinker Quality, *Advances in Materials*, Vol. 2, No. 2, 2013, pp. 23-28.
- [65] **J. Wang, Y. Dai, L. Gao**, Exergy analyses and parametric optimisations for different cogeneration power plants in cement industry, *Applied Energy* 86 (2009), pp. 941-948
- [66] **Elviro Pereira Barbosa Júnior et al.**, Assessment of a Kalina cycle for waste heat recovery in the cement industry, *Applied Thermal Engineering*, 147 (2019), pp. 421-437
- [67] <https://www.exergy-orc.com/application/heat-recovery-from-industrial-process>
- [68] <http://www.madehow.com/Volume-4/Oxygen.html>
- [69] <https://www.chegg.com/learn/chemistry/inorganic-chemistry/production-of-oxygen>
- [70] **Jankes G., et al.**, The use of technical oxygen for combustion processes in industrial furnaces, *FME TRANSACTIONS*, Volume 31, No 1, 2003.
-

-
- [71] **Saeid Mokhatab, William Poe John Mak**, Handbook of Natural Gas Transmission and Processing 4th Edition, 2019
- [72] **Y. Q. Liu, et al.**, Experimental study on improving cement quality with oxygen enriched combustion technology, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2015, 103 012030
- [73] **M. Z. Shvartsman, et al.**, INTENSIFYING THE FIRING OF DOLOMITE IN ROTARY KILNS, Refractories and Industrial Ceramics, Volume 21; Issue 7-8, 1980
- [74] **Jankes, G., et al.**, Review of Tehnical Oxygen Application Projects, Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade, Belgrade, 1998, p. 32
- [75] **Brown, G., De Sanctis, S., Eleazer, B.**: Ceramic Industry, Industrial Publications, Chicago, February, 1994.
- [76] **Stojić, Nenad P., et al.**, Improving design and operating parameters of the recuperator for waste heat recovery from rotary kilns, Thermal Science 2021 OnLine-First Issue 00, Pages: 239-239
- [77] **R. Span**, Properties of dry air, in: VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas, second ed., Springer, Heidelberg, 2010, pp. 172-191
- [78] **Engineering toolbox**, Specific heat capacities of solids
- [79] **G. Jankes, M. Stanojević, M. Karan**, Industrial kilns and boilers (Industrijske peći i kotlovi), Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, 1996 (in Serbian)
- [80] **B. K. Chakrabati**, Investigations on heat loss through the kiln shell in magnesite dead burning process: a case study, Appl. Therm. Eng. 22 (2002) 1339-1345
- [81] **Churchill W, C.H.**, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder, Int. J. Heat Mass Transf. 18 (1975) 1049-1053
- [82] **Werner Kast, H.K.**, Heat Transfer by Free Convection: External Flows, in: VDI Heat Atlas, 2nd ed., Springer, Heidelberg, 2010: pp. 667-672
- [83] **Kabelac, D., Vortmeyer, S.**, Radiation of Surfaces, in: VDI Heat Atlas, Heidelberg, 2010: pp. 947-959
- [84] **Karamarkovic, V., Karamarkovic, R., Stojic, N.**, The impact of the usage of enriched air for combustion on kiln production. (in Serbian), Report No. 01 - 11/2012- MF-CTTZZS, Mechanical Faculty in Kraljevo, Kraljevo, Serbia, 2012
- [85] **Caputo, A.C., et al.**, Performance modeling of radiant heat recovery exchangers for rotary kilns, Appl. Therm. Eng. 31 (2011) 2578-2589
- [86] **Sadighi Sepehr, A.A., Mansoor, S.**, Rotary cement kiln coating estimator: Integrated modelling of kiln with shell temperature measurement, Can. Jouranl Chem. Eng. 89 (2011) 116-125
- [87] **Luo, Q., et al.**, A Thermoelectric Waste-Heat-Recovery System for Portland Cement Rotary Kilns, J. Electron. Mater. 44 (2015) 1750-1762
-

-
- [88] **Mirhosseini, M., et al.**, Power optimization and economic evaluation of thermoelectric waste heat recovery system around a rotary cement kiln, *J. Clean. Prod.* 232 (2019) 1321–1334
- [89] **Mittal, A., Rakshit, D.**, Energy audit and waste heat recovery from kiln hot shell surface of a cement plant, *Therm. Sci. Eng. Prog.* 19 (2020) 100599
- [90] **Yin, Q., et al.**, Optimization design and economic analyses of heat recovery exchangers on rotary kilns, *Appl. Energy.* 180 (2016) 743–756
- [91] **Akram, N., et al.**, Improved waste heat recovery through surface of kiln using phase change material, *Therm. Sci.* 22 (2018) 1089–1098
- [92] **Zheng, K., et al.**, Rotary kiln cylinder deformation measurement and feature extraction based on EMD method, *Eng. Lett.* 23 (2015) 283–291
- [93] **Mirzakhani, M.A., et al.**, Energy benchmarking of cement industry, based on Process Integration concepts, *Energy.* 130 (2017) 382–391
- [94] **Gnielinski, V.**, Forced Convection, in: *VDI Heat Atlas*, 2nd ed., Heidelberg, 2010: pp. 691–699
- [95] **Gnielinski, V.**, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. J. Chem. Eng.* 16 (1976) 359–368
- [96] **Janna, S.W.**, *Engineering Heat Transfer 3rd Edition*, 2009
- [97] **Vormeyer, D., Kabelac, S.**, View Factors, in: *VDI Heat Atlas*, Heidelberg, 2010: pp. 961–978
- [98] **Knežević, D. S., et al.**, Radiant recuperator modeling and design, *Therm. Sci.* 21 (2017)
- [99] **Kleiber, M., Joh, R.**, Calculation Methods for Thermophysical Properties, in: *VDI Heat Atlas*, 2nd ed., Springer, Heidelberg, Germany, 2010: pp. 121–152
- [100] **Kleiber, M., Joh, R.**, Properties of Selected Important Pure Substances, in: *VDI Heat Atlas*, 2nd ed., Heidelberg, Germany, 2010: pp. 153–299
- [101] **Kleiber, M., Joh, R.**, Properties of Pure Fluid Substances, in: *VDI Heat Atlas*, 2nd ed., Heidelberg, Germany, 2010: pp. 301–417
- [102] **Sofialidis, D.**, Boundary Conditions & Solver Settings, (2013) 61. https://events.prace-ri.eu/event/156/contributions/6/attachments/65/89/Fluent-Intro_14.5_L02_BoundaryConditionsSolverSettings.pdf
- [103] **Moffat, R.J.**, Describing the uncertainties in experimental results, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1 (1988) 3–17
- [104] **Engineering toolbox**, Velocity Classification of Ventilation Ducts, (2003). https://www.engineeringtoolbox.com/velocities-ventilation-ducts-d_211.html
-

- [105] Sofialidis, D.,** Boundary Conditions & Solver Settings, (2013) 61.
https://events.prace-ri.eu/event/156/contributions/6/attachments/65/89/Fluent-Intro_14.5_L02_BoundaryConditionsSolverSettings.pdf

ПРИЛОГ

Прилог 1 - Dymola програмски код за основно конструкционо решење рекуператора топлоте са минималним пречником рекуператора од 2,83 m на критичном сегменту

```
model JedanProlazIzolovanSlozen
  parameter Real loss1 = 0.03;
  parameter Real loss2 = 0.03;
  parameter Real loss3 = 0.03;
  parameter Real loss4 = 0.03;
  parameter Real loss5 = 0.03;
  parameter Real loss6 = 0.03;
  parameter Real loss7 = 0.03;
  parameter Real loss8 = 0.03;
  PodaciOPeci_dlQT podaciOPeci_dlQT;
  SpoljniVazduhBiloKoji SpoljniVazduh(T=281.15, m=2.45);
  IzolacijaRotacionePeci I1;
  IzolacijaRotacionePeci I2;
  IzolacijaRotacionePeci I3;
  IzolacijaRotacionePeci I4;
  IzolacijaRotacionePeci I8;
  IzolacijaRotacionePeci I7;
  IzolacijaRotacionePeci I6;
  IzolacijaRotacionePeci I5;
  SumOfStreams sumOfStreams;
  SpoljniVazduhBiloKoji DodatniVazduhLevo(T=473, m=0);
  SpoljniVazduhBiloKoji DodatniVazduhDesno(T=473, m=0);
  SumOfStreams sumOfStreams1;
  SumOfStreams IzlazIzRekuperatora;
  UnutrasnjiSegmentRekuperatora S1(
    er=0.97,
    dR(start=2.9),
    w(start=5),
    Tm(start=300),
    airOut(T(start=320)));
  ZidKruzneCevi Z1;
  UnutrasnjiSegmentRekuperatora S2(
    er=0.97,
    dR(start=2.88),
    w(start=8),
    Tm(start=350),
    airOut(T(start=380)),
    Tr(start=420));
  ZidKruzneCevi Z2;
  ZidKruzneCevi Z3;
  ZidKruzneCevi Z4;
  ZidKruzneCevi Z5;
  ZidKruzneCevi Z6;
  ZidKruzneCevi Z7;
  ZidKruzneCevi Z8;
  UnutrasnjiSegmentRekuperatora S3(
    er=0.97,
    w(start=12),
    dR(start=2.88),
```

```
Tm(start=420),
airOut(T(start=480)),
Tr(start=520));
UnutrasnjiSegmentRekuperatora S4(
er=0.97,
w(start=18),
Tm(start=480),
dR(start=2.85),
airOut(T(start=499)),
Tr(start=550));
UnutrasnjiSegmentRekuperatora S5(
er=0.97,
w(start=19),
Tm(start=480),
dR(start=2.84),
airOut(T(start=499)),
Tr(start=573));
UnutrasnjiSegmentRekuperatora S6(
er=0.97,
w(start=12),
Tm(start=420),
airOut(T(start=450)),
dR(start=2.87));
UnutrasnjiSegmentRekuperatora S7(
er=0.97,
w(start=8),
dR(start=2.89),
Tm(start=350),
airOut(T(start=380)));
UnutrasnjiSegmentRekuperatora S8(
er=0.97,
w(start=5),
dR(start=2.9),
Tm(start=300),
airOut(T(start=320)));
equation
S1.Qout=loss1*S1.Q;
S2.Qout=loss2*S2.Q;
S3.Qout=loss3*S3.Q;
S4.Qout=loss4*S4.Q;
S5.Qout=loss5*S5.Q;
S6.Qout=loss6*S6.Q;
S7.Qout=loss7*S7.Q;
S8.Qout=loss8*S8.Q;
connect(DodatniVazduhLevo.A, sumOfStreams.A);
connect(DodatniVazduhDesno.A, sumOfStreams1.B);
connect(podaciOPeci_dlQT.S1, S1.dlQTi1);
connect(S1.dlQTto1, Z1.I);
connect(Z1.I, I1.K);
connect(S2.dlQTto1, Z2.I);
connect(Z2.O, I2.K);
connect(podaciOPeci_dlQT.S2, S2.dlQTi1);
connect(S1.airOut, S2.airIn);
```

```

connect(SpoljniVazduh.A, S1.airIn);
connect(Z6.O, I6.K);
connect(Z5.O, I5.K);
connect(Z7.O, I7.K);
connect(Z8.O, I8.K);
connect(Z4.O, I4.K);
connect(Z3.O, I3.K);
connect(podaciOPeci_dlQT.S3, S3.dlQTi1);
connect(S3.dlQTo1, Z3.I);
connect(S2.airOut, S3.airIn);
connect(S3.airOut, sumOfStreams.B);
connect(podaciOPeci_dlQT.S4, S4.dlQTi1);
connect(S4.dlQTo1, Z4.I);
connect(sumOfStreams.C, S4.airIn);
connect(S5.dlQTo1, Z5.I);
connect(podaciOPeci_dlQT.S5, S5.dlQTi1);
connect(S5.airOut, IzlazIzRekuperatora.A);
connect(S4.airOut, IzlazIzRekuperatora.B);
connect(S6.dlQTo1, Z6.I);
connect(S7.dlQTo1, Z7.I);
connect(S8.dlQTo1, Z8.I);
connect(podaciOPeci_dlQT.S6, S6.dlQTi1);
connect(podaciOPeci_dlQT.S7, S7.dlQTi1);
connect(podaciOPeci_dlQT.S8, S8.dlQTi1);
connect(S6.airOut, sumOfStreams1.A);
connect(sumOfStreams1.C, S5.airIn);
connect(S7.airOut, S6.airIn);
connect(S8.airOut, S7.airIn);
connect(SpoljniVazduh.A, S8.airIn);
end JedanProlazIzolovanSlozen;

```

Прилог 2 - Думола програмски код за конструкционо решење рекуператора топлоте са једним пролазом и додатном оребреном површином

```

model JedanProlazOrebrenIzolovan
  parameter Real loss1 = 0.03;
  parameter Real loss2 = 0.03;
  parameter Real loss3 = 0.03;
  parameter Real loss4 = 0.03;
  parameter Real loss5 = 0.03;
  parameter Real loss6 = 0.03;
  parameter Real loss7 = 0.03;
  parameter Real loss8 = 0.03;
  PodaciOPeci_dlQT podaciOPeci_dlQT;
  OrebrenRekuperatorUproscen S4(
    R(d(start=2.84)),
    w(start=22),
    Tm(start=515),
    dr=2.83,
    eR=0.97,
    VI(T(start=500)),
    f=0.7,
    er=0.97,

```

```
e=0.97);
OrebrenRekuperatorUproscen S3(
  dr=2.85,
  er=0.8,
  eR=0.97,
  w(start=12),
  dR(start=2.87),
  Tm(start=420),
  VI(T(start=460));
OrebrenRekuperatorUproscen S2(
  dr=2.85,
  er=0.8,
  eR=0.97,
  w(start=8),
  dR(start=2.9),
  Tm(start=350),
  VI(T(start=380));
OrebrenRekuperatorUproscen S1(
  dr=2.85,
  w(start=5),
  dR(start=2.93),
  VI(T(start=324)),
  Tm(start=300),
  er=0.8,
  eR=0.97);
SpoljniVazduhBiloKoji spoljniVazduhBiloKoji(T=281.15, m=2.15);
OrebrenRekuperatorUproscen S5(
  eR=0.97,
  w(start=18),
  Tm(start=475),
  dR(start=2.85),
  VI(T(start=500)),
  f=0.7,
  e=0.97);
OrebrenRekuperatorUproscen S6(
  dr=2.85,
  er=0.97,
  eR=0.97,
  w(start=13),
  dR(start=2.87),
  Tm(start=400),
  VI(T(start=440));
OrebrenRekuperatorUproscen S7(
  dr=2.85,
  eR=0.97,
  dR(start=2.89),
  w(start=8.5),
  Tm(start=350),
  VI(T(start=370));
OrebrenRekuperatorUproscen S8(
  dr=2.85,
  eR=0.97,
  dR(start=2.9),
  w(start=5),
  Tm(start=300),
  VI(T(start=324));
```



```

IzolacijaRotacionePeci I1;
IzolacijaRotacionePeci I2;
IzolacijaRotacionePeci I3;
IzolacijaRotacionePeci I4;
IzolacijaRotacionePeci I8;
IzolacijaRotacionePeci I7;
IzolacijaRotacionePeci I6;
IzolacijaRotacionePeci I5;
equation
S1.Qgubitka=loss1*S1.P.Q;
S2.Qgubitka=loss2*S2.P.Q;
S3.Qgubitka=loss3*S3.P.Q;
S4.Qgubitka=loss4*S4.P.Q;
S5.Qgubitka=loss5*S5.P.Q;
S6.Qgubitka=loss6*S6.P.Q;
S7.Qgubitka=loss7*S7.P.Q;
S8.Qgubitka=loss8*S8.P.Q;
connect (podaciOPeci_dlQT.S4, S4.P);
connect (S1.VI, S2.VU);
connect (S2.VI, S3.VU);
connect (S3.VI, S4.VU);
connect (podaciOPeci_dlQT.S3, S3.P);
connect (podaciOPeci_dlQT.S2, S2.P);
connect (podaciOPeci_dlQT.S1, S1.P);
connect (spoljniVazduhBiloKoji.A, S1.VU);
connect (podaciOPeci_dlQT.S5, S5.P);
connect (podaciOPeci_dlQT.S6, S6.P);
connect (podaciOPeci_dlQT.S7, S7.P);
connect (podaciOPeci_dlQT.S8, S8.P);
connect (S8.VI, S7.VU);
connect (S7.VI, S6.VU);
connect (S6.VI, S5.VU);
connect (spoljniVazduhBiloKoji.A, S8.VU);
connect (S1.R, I1.K);
connect (S2.R, I2.K);
connect (S3.R, I3.K);
connect (S4.R, I4.K);
connect (S8.R, I8.K);
connect (S7.R, I7.K);
connect (S6.R, I6.K);
connect (I5.K, S5.R);
end JedanProlazOrebrenIzolovan;

```

Прилог 3 - Дупола програмски код за конструкционо решење рекуператора топлоте са увођењем додатне количине ваздуха

```

model JedanProlazOrebrenDUbacivanjeIzolovan
parameter Real loss1 = 0.03;
parameter Real loss2 = 0.03;
parameter Real loss3 = 0.03;
parameter Real loss4 = 0.03;
parameter Real loss5 = 0.03;
parameter Real loss6 = 0.03;
parameter Real loss7 = 0.03;

```

```
parameter Real loss8 = 0.03;
PodaciOPeci_dlQT podaciOPeci_dlQT;
OrebrenRekuperatorUproscen S4(
  R(d(start=2.84)),
  w(start=22),
  Tm(start=515),
  dr=2.83,
  eR=0.97,
  VI(T(start=500)),
  f=0.7,
  er=0.97,
  e=0.97);
OrebrenRekuperatorUproscen S3(
  eR=0.97,
  w(start=12),
  dR(start=2.87),
  Tm(start=420),
  VI(T(start=460)),
  f=0.65,
  dr=2.83,
  er=0.97);
OrebrenRekuperatorUproscen S2(
  dr=2.85,
  er=0.8,
  eR=0.97,
  w(start=8),
  dR(start=2.9),
  Tm(start=350),
  VI(T(start=380)));
OrebrenRekuperatorUproscen S1(
  dr=2.85,
  w(start=5),
  dR(start=2.93),
  VI(T(start=324)),
  Tm(start=300),
  er=0.8,
  eR=0.97);
SpoljniVazduhBiloKoji SpoljniVazduh(T=281.15, m=2.2);
OrebrenRekuperatorUproscen S5(
  eR=0.97,
  w(start=18),
  Tm(start=475),
  dR(start=2.85),
  VI(T(start=500)),
  f=0.7,
  e=0.97);
OrebrenRekuperatorUproscen S6(
  er=0.97,
  eR=0.97,
  w(start=13),
  dR(start=2.87),
  Tm(start=400),
  VI(T(start=440)),
  f=0.65,
  dr=2.83);
OrebrenRekuperatorUproscen S7(
```

```
dr=2.85,  
eR=0.97,  
dR(start=2.89),  
w(start=8.5),  
Tm(start=350),  
VI(T(start=370));  
OrebrenRekuperatorUproscen S8(  
dr=2.85,  
eR=0.97,  
dR(start=2.9),  
w(start=5),  
Tm(start=300),  
VI(T(start=324));  
IzolacijaRotacionePeci I1;  
IzolacijaRotacionePeci I2;  
IzolacijaRotacionePeci I3;  
IzolacijaRotacionePeci I4;  
IzolacijaRotacionePeci I8;  
IzolacijaRotacionePeci I7;  
IzolacijaRotacionePeci I6;  
IzolacijaRotacionePeci I5;  
SumOfStreams sumOfStreams;  
SpoljniVazduhBiloKoji DodatniVazduhLevo(T=473, m=0.5);  
SpoljniVazduhBiloKoji DodatniVazduhDesno(T=473, m=0.5);  
SumOfStreams sumOfStreams1;  
SumOfStreams IzlazIzRekuperatora;  
equation  
S1.Qgubitka=loss1*S1.P.Q;  
S2.Qgubitka=loss2*S2.P.Q;  
S3.Qgubitka=loss3*S3.P.Q;  
S4.Qgubitka=loss4*S4.P.Q;  
S5.Qgubitka=loss5*S5.P.Q;  
S6.Qgubitka=loss6*S6.P.Q;  
S7.Qgubitka=loss7*S7.P.Q;  
S8.Qgubitka=loss8*S8.P.Q;  
connect(podaciOPeci_dlQT.S4, S4.P);  
connect(S1.VI, S2.VU);  
connect(S2.VI, S3.VU);  
connect(podaciOPeci_dlQT.S3, S3.P);  
connect(podaciOPeci_dlQT.S2, S2.P);  
connect(podaciOPeci_dlQT.S1, S1.P);  
connect(SpoljniVazduh.A, S1.VU);  
connect(podaciOPeci_dlQT.S5, S5.P);  
connect(podaciOPeci_dlQT.S6, S6.P);  
connect(podaciOPeci_dlQT.S7, S7.P);  
connect(podaciOPeci_dlQT.S8, S8.P);  
connect(S8.VI, S7.VU);  
connect(S7.VI, S6.VU);  
connect(SpoljniVazduh.A, S8.VU);  
connect(S1.R, I1.K);  
connect(S2.R, I2.K);  
connect(S3.R, I3.K);  
connect(S4.R, I4.K);  
connect(S8.R, I8.K);  
connect(S7.R, I7.K);  
connect(S6.R, I6.K);
```

```

connect(I5.K, S5.R);
connect(S3.VI, sumOfStreams.B);
connect(DodatniVazduhLevo.A, sumOfStreams.A);
connect(sumOfStreams.C, S4.VU);
connect(S6.VI, sumOfStreams1.A);
connect(DodatniVazduhDesno.A, sumOfStreams1.B);
connect(sumOfStreams1.C, S5.VU);
connect(S4.VI, IzlazIzRekuperatora.B);
connect(S5.VI, IzlazIzRekuperatora.A);
end JedanProlazOrebrenDUbacivanjeIzolovan;

```

Прилог 4 - Думола програмски код за конструкционо решење рекуператора топлоте са два пролаза

```

model UnutrasnjiSegmentRekuperatora
"unutrasnji segment duplog rekuperatora oko rotacione peci"

AirFlowIn airIn;
dlQTin dlQTi1;
dlQTout dlQTol;

Modelica.SIunits.Diameter d "diameter of the kiln";
Modelica.SIunits.Length l "length of a segment of the recuperator";
Modelica.SIunits.Diameter dR "diameter of the recuperator";

Modelica.SIunits.HeatFlowRate Q;//protok sa peci
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qout;//protok ka drugom segmentu
rekuperatora
Modelica.SIunits.Temperature T "temperature of the kiln surface";
Modelica.SIunits.Temperature Tr "temperature of the recuperator";
Modelica.SIunits.Temperature Tm "srednja temperatura
vazduha";//zbog odredjivanja karakteristika vazduha

Modelica.SIunits.Velocity w "air velocity";
HeatTransferCoefficient alfa "W/m2K";

Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon1;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon2;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qrad;

parameter Modelica.SIunits.Emissivity e=0.8 "emisivity of the kiln
surface";
parameter Modelica.SIunits.Emissivity er=0.8
"emisivity of the recuperator surface";
Modelica.SIunits.Length b( min=0.003, start=0.05);
AirFlowOut airOut;
equation
dR=d+2*abs(b);
Tm=(airIn.T+airOut.T)/2;//srednja temperatura vazduha u strujnom
prostoru
airIn.m=airOut.m;//jednacina kontinuiteta
airIn.p=airOut.p;//nema trenja
d=dlQTi1.d;//precnik peci
l=dlQTi1.l;//duzina segmenta

```

```

        w=airIn.m/((Modelica.Constants.pi/4)*(dR^2-
d^2)*Density(T=Tm,p=airIn.p)); //srednja brzina vazduha u strujnom prostoru
        Qcon1+Qcon2=airIn.m*SpecificHeatCapacity(Tm)*(airOut.T-
airIn.T); //energetski bilans vazduha, toplotni kapacitet je uzet na
srednjoj temperaturi
        dlQTi1.Q=Q;
        dlQTi1.T=T;
        Q=Qcon1+Qrad; //energetski bilans untrasnje površine +
        Qout=Qrad-Qcon2; //energetski bilans spoljne površine ***DOVDE SAM
STIGAO****

Qcon1=RotaryKiln.ConcentricAnnularDuctTurbulentBIOUproscen(di=d,dout=dR,l=l
,Tin=airIn.T, Tout=airOut.T, Tw=T, w=w,
p=airIn.p)*d*Modelica.Constants.pi*l*(T-Tm); //Qkovn1

Qcon2=RotaryKiln.ConcentricAnnularDuctTurbulentBIOUproscen(di=d,dout=dR,l=l
,Tin=airIn.T, Tout=airOut.T, Tw=T, w=w,
p=airIn.p)*dR*Modelica.Constants.pi*l*(Tr-Tm); //Qkonv2

Qrad=Qrad_concentric_pipes(e1=e,e2=er,l=l,d1=d,d2=dR,T1=T,T2=Tr); //Qrad
        dlQTo1.T=Tr; //parametri izlaznog konektora ka drugom plastu 4x
        dlQTo1.l=l;
        dlQTo1.d=dR;
        dlQTo1.Q=Qrad-Qcon2; //energetski bilans spoljne površine

alfa=RotaryKiln.ConcentricAnnularDuctTurbulentBIOUproscen(di=d,dout=dR,l=l,
Tin=airIn.T, Tout=airOut.T, Tw=T, w=w, p=airIn.p);
        end UnutrasnjiSegmentRekuperatora;

model SpoljniSegmentRekuperatora
"spoljnii segment duplog rekuperatora oko rotacione peći"

    AirFlowIn airIn;
    AirFlow airOut;
    dlQTin dlQTi1;
    dlQTout dlQTo1;

    Modelica.SIunits.Diameter d "diameter of the kiln";
    Modelica.SIunits.Length l "length of a segment of the recuperator";
    Modelica.SIunits.Diameter dR "diameter of the recuperator";

    Modelica.SIunits.HeatFlowRate Q; //protok sa peći
    Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qout; //protok ka drugom segmentu
rekuperatora
    Modelica.SIunits.Temperature T "temperature of the kiln surface";
    Modelica.SIunits.Temperature Tr "temperature of the recuperator";
    Modelica.SIunits.Temperature Tm "srednja temperatura
vazduha"; //zbog odredjivanja karakteristika vazduha

    Modelica.SIunits.Velocity w "air velocity";
    HeatTransferCoefficient alfa "W/m2K";

    Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon1;
    Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon2;

```

```

Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qrad;

parameter Modelica.SIunits.Emissivity e=0.8 "emisivity of the kiln
surface";
parameter Modelica.SIunits.Emissivity er=0.8
  "emisivity of the recuperator surface";

input Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qgubitka;// u okolinu u W
Modelica.SIunits.Distance b( min=0.003, start=0.05);
equation
  dR=d+2*b;
  Tm=(airIn.T+airOut.T)/2;//srednja temperatura vazduha u strujnom
  prostoru
  airIn.m=airOut.m;//jednacina kontinuiteta
  airIn.p=airOut.p;//nema trenja
  d=dlQTil.d;//precnik peci
  l=dlQTil.l;//duzina segmenta
  w=airIn.m/((Modelica.Constants.pi/4)*(dR^2-
d^2)*Density(T=Tm,p=airIn.p));//srednja brzina vazduha u strujnom prostoru
  Qcon1+Qcon2=airIn.m*SpecificHeatCapacity(Tm)*(airOut.T-
airIn.T);//energetski bilans vazduha, toplotni kapacitet je uzet na
srednjoj temperaturi
  dlQTil.Q=Q;
  dlQTil.T=T;
  Q=Qcon1+Qrad;//energetski bilans untrasnje povrshine
  Qout=Qrad-Qcon2;//energetski bilans spoljne povrshine
  Qout=Qgubitka;

Qcon1=ConcentricAnnularDuctTurbulentBIOUproscen(di=d,dout=dR,l=l,Tin=airIn.
T, Tout=airOut.T, Tw=T, w=w, p=airIn.p)*d*Modelica.Constants.pi*l*(T-
Tm);//Qkovn1

Qcon2=ConcentricAnnularDuctTurbulentBIOUproscen(di=d,dout=dR,l=l,Tin=airIn.
T, Tout=airOut.T, Tw=T, w=w, p=airIn.p)*dR*Modelica.Constants.pi*l*(Tr-
Tm);//Qkonv2

Qrad=Qrad_concentric_pipes(e1=e,e2=er,l=l,d1=d,d2=dR,T1=T,T2=Tr);//Qrad
  dlQTo1.T=Tr;//parametri izlaznog konektora ka drugom plastu 4x
  dlQTo1.l=l;
  dlQTo1.d=dR;
  dlQTo1.Q=Qout;//energetski bilans spoljne povrshine

alfa=ConcentricAnnularDuctTurbulentBIOUproscen(di=d,dout=dR,l=l,Tin=airIn.T
, Tout=airOut.T, Tw=T, w=w, p=airIn.p);
  end SpoljniSegmentRekuperatora;

```

Прилог 5 – Думола кодови подмодела у оквиру главних модела

```

model PodaciOPeci_dlQT "date su i duzine rekuperatora sa obe
strane"
  constant Modelica.SIunits.Temperature
  Tp[7]={610.45,602.95,614.85,651.25,586.35,545.35,509.95};
  constant Modelica.SIunits.HeatFlowRate
  Qp[7]={103310,151980,198180,243620,166850,127870,99320};
  constant Modelica.SIunits.Length
  L[7]={1.3,2,2.43,2.43,2.43,2.43,2.43};

```

```

Modelica.SIunits.Diameter d;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Q4;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Q5;
Modelica.SIunits.Length L4;
Modelica.SIunits.Length L5;

dlQTout S1;
dlQTout S2;
dlQTout S3;
dlQTout S4;
dlQTout S5;
dlQTout S6;
dlQTout S7;
dlQTout S8;
equation
  S1.d=d;
  S2.d=d;
  S3.d=d;
  S4.d=d;
  S5.d=d;
  S6.d=d;
  S7.d=d;
  S8.d=d;
d=RotaryKiln.KilnData.d;
  S1.l=L[1];
  S2.l=L[2];
  S3.l=L[3];
  S4.l=L4;
  S5.l=L5;
  S6.l=L[5];
  S7.l=L[6];
  S8.l=L[7];
  L4+L5=L[4];

L4*Qp[4]/L[4]+(Qp[1]+Qp[2]+Qp[3])=L5*Qp[4]/L[4]+(Qp[5]+Qp[6]+Qp[7]);
  Q4=L4*Qp[4]/L[4];
  Q5=L5*Qp[4]/L[4];
  S1.Q=Qp[1];
  S2.Q=Qp[2];
  S3.Q=Qp[3];
  S4.Q=Q4;
  S5.Q=Q5;
  S6.Q=Qp[5];
  S7.Q=Qp[6];
  S8.Q=Qp[7];
  S1.T=Tp[1];
  S2.T=Tp[2];
  S3.T=Tp[3];
  S4.T=Tp[4];
  S5.T=Tp[4];
  S6.T=Tp[5];
  S7.T=Tp[6];
  S8.T=Tp[7];
  connect(S2, S2);
end PodaciOPeci_dlQT;

```

```

model SpoljniVazduhBiloKoji
"poznate su karakteristike ulaznog vazduha osim masenog protoka"
  AirFlow A;
  parameter Modelica.SIunits.Temperature T=416.9;
  parameter Modelica.SIunits.MassFlowRate m=3.38;
equation
A.p=SRS.p0;
A.T=T;
A.m=m;
end SpoljniVazduhBiloKoji;

model IzolacijaRotacionePeci
"Insulation of a horizontal cylinder placed in stagnant air - 1
segment"

  Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon "konvekcija spolja u W";
  Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qrad "zracenje spolja u W";
  Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qgubitka "gubitak toplote u okolinu
u W";

  Modelica.SIunits.ThermalConductivity k
  "toplotna provodljivost izolacije W/mK";
  Modelica.SIunits.Thickness b "debljina izolacije in m";
  parameter Modelica.SIunits.Emissivity e=0.09
  "emisivnost spoljne površine Al";
  parameter Modelica.SIunits.Thickness bout=0.0006 "debljina Al
lima u m";
  parameter Modelica.SIunits.ThermalConductivity kout=124
  "toplotna provodljivost Al lima W/mK";
  Modelica.SIunits.Temperature Tm;//srednja temperatura
  Modelica.SIunits.Temperature Tzs( start=310)
  "temperatura zida sa spoljne strane u K";
  parameter Modelica.SIunits.Temperature To=281 "temperatura
okoline u K";
  Modelica.SIunits.Temperature T;//temperatura sa spoljne strane
metalnog cilindra
  Modelica.SIunits.Diameter ds "spoljni prečnik rekuperatora";
  Modelica.SIunits.Length l;

  dlQTin K;
equation
  Tm=(K.T+To)/2;
  Qcon+Qrad=K.Q;//energetski bilans
  K.Q=Qgubitka;
  K.l=l;
  K.T=T;
  ds=K.d;
  Qcon =RotaryKiln.FreeConvectionExternalFlowCylinder(Tzs,
  To,
  100000,ds + 2*b + 2*bout)*
  Modelica.Constants.pi*l*(Tzs - To);
  Qrad = RotaryKiln.Qrad_pipe(
  e,
  ds+2*b+2*bout,
  l,
  Tzs,

```



```

    To);
    k=0.035+8*(Tm-273.15)*10^(-5)+3*((Tm-273.15)^2)*10^(-7);
    Qgubitka=(T-
Tzs)*1/(Modelica.Math.log((ds+2*b)/ds)/(2*Modelica.Constants.pi*k)+Modelica
.Math.log((ds+2*b+2*bout)/(ds+2*b))/(2*Modelica.Constants.pi*kout));
    end IzolacijaRotacionePeci;

model ZidKruzneCevi
    dlQTin I;
    dlQTout O;
    parameter Modelica.SIunits.ThermalConductivity lambda=54
    "toplotna provodljivost cevi W/mK";
    parameter Modelica.SIunits.Thickness b=0.004 "debljina cevi u m";
    equation
    O.l=I.l;
    O.Q=I.Q;
    O.d=I.d+2*b;
    O.T=I.T-
(O.Q/(2*lambda*O.l*Modelica.Constants.pi))*Modelica.Math.log(O.d/I.d);
    end ZidKruzneCevi;

model OrebrenRekuperatorUproscen
    "orebreni segment rotacione peci sa uproscenim izracunavanjem alfa"
    AirFlowIn VU;
    dlQTin P;
    dlQTout R;
    parameter Real f=0.5 "punoca prstenastog orebrenja";
    parameter Modelica.SIunits.Diameter dr=2.83
    "precnik na kom se nalazi orebrenje";
    parameter Modelica.SIunits.Emissivity er=0.97
    "emisivity of the kiln surface";
    Modelica.SIunits.Thickness br=0.004 "debljina rebra";//podaci o
rebru prethodna 4
    Modelica.SIunits.Temperature Tr "temperature of the fin";
    Modelica.SIunits.Diameter dR "diameter of the recuperator";
    Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qgubitka;//gubitak
    Modelica.SIunits.Temperature Tm "srednja temperatura
vazduha";//zbog odredjivanja karakteristika vazduha

    Modelica.SIunits.Velocity w "air velocity";
    HeatTransferCoefficient alfa "W/m2K";
    Modelica.SIunits.Area AP;
    Modelica.SIunits.Area Ar2;
    Modelica.SIunits.Area Ar3;
    Modelica.SIunits.Area AR;

```

```

Modelica.SIunits.Area A; //povrsine u m2

Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon1;// 1-pec 2,3-rebro 4-
rekuperator
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon23;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qcon4;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qrad12;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qrad14;
Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qrad34;

parameter Modelica.SIunits.Emissivity e=0.8 "emisivity of the kiln
surface";
parameter Modelica.SIunits.Emissivity eR=0.8
"emisivity of the recuperator surface";
AirFlowOut VI;
equation
assert(dr<R.d, "precnik rekuperatora mora da je veci od precnika
orebrenja");
dR=R.d;
Tm=(VU.T+VI.T)/2;//srednja temperatura vazduha u strujnom
prostoru
VU.m=VI.m;//jednacina kontinuiteta
VU.p=VI.p;//nema trenja
w=VU.m/((Modelica.Constants.pi/4)*(dR^2-P.d^2-
(dr+br)^2+dr^2)*Density(T=Tm,p=VU.p));//srednja brzina vazduha u strujnom
prostoru
Qcon1+Qcon23+Qcon4=VU.m*SpecificHeatCapacity(Tm)*(VI.T-
VU.T);//energetski bilans vazduha, toplotni kapacitet je uzet na srednjoj
temperaturi
P.Q=Qcon1+Qrad12+Qrad14;//energetski bilans untrasnje povrsine
Qgubitka=R.Q;
Qrad14+Qrad34=R.Q+Qcon4;//energetski bilans spoljne povrsine
Qrad12-Qrad34=Qcon23;//energetski bilans rebra
AP=P.d*Modelica.Constants.pi*P.l;
Ar2=dr*Modelica.Constants.pi*f*P.l;//povrsina rebra sa donje
strane
Ar3=(dr+br)*Modelica.Constants.pi*f*P.l;//povrsina rebra sa
gornje strane
AR=R.d*Modelica.Constants.pi*P.l;
A=AP+Ar2+Ar3+AR;//ukupna povrsina

```

```

Qcon1=RotaryKiln.Alfaprosceno(di=P.d,dout=R.d,l=P.l,Tin=VU.T,
Tout=VI.T, Tw=P.T, w=w, p=VU.p)*AP*(P.T-Tm);//konvekcijsa sa peci

```

```

Qcon4=RotaryKiln.Alfaprosceno(di=P.d,dout=R.d,l=P.l,Tin=VU.T,
Tout=VI.T, Tw=P.T, w=w, p=VU.p)*R.d*Modelica.Constants.pi*P.l*(R.T-
Tm);//Qkonv2

```

```

Qcon23=RotaryKiln.Alfaprosceno(di=P.d,dout=R.d,l=P.l,Tin=VU.T,
Tout=VI.T, Tw=P.T, w=w, p=VU.p)*(Ar2+Ar3)*(Tr-Tm);//konvekcijsa sa rebra
odozdo i odozgo

```

```

Qrad12=Modelica.Constants.sigma*(P.T^4-Tr^4)/((1-e)/(e*AP)+(1-
er)/(er*Ar2)+1/(AP*f));

```

```

Qrad14=Modelica.Constants.sigma*(P.T^4-R.T^4)/((1-e)/(e*AP)+(1-
eR)/(eR*AR)+1/(AP*(1-f)));

```

```

Qrad34=Modelica.Constants.sigma*(Tr^4-R.T^4)/((1-eR)/(eR*Ar3)+(1-
eR)/(eR*AR)+1/Ar3);

```

```

P.l=R.l;

```

```

alfa=RotaryKiln.Alfaprosceno(di=P.d,dout=dR,l=P.l,Tin=VU.T,
Tout=VI.T, Tw=P.T, w=w, p=VU.p);

```

```

end OrebrenRekuperatorUproscen;

```

```

model VodjenjeUkupnogModela

```

```

"daje temperature na segmentima na osnovu podataka o peci koje se
potom koriste za proracune"

```

```

parameter Real loss=0 "% gubitak u okolinu";

```

```

Modelica.SIunits.Temperature Tin[8];

```

```

Modelica.SIunits.Temperature Tout[      8];

```

```

parameter Modelica.SIunits.Temperature Tizl=553

```

```

"izlazna temperatura iz peci u K";

```

```

Modelica.SIunits.MassFlowRate m "ukupan protok vazudha";

```

```

Modelica.SIunits.HeatFlowRate Qprovera;

```

```

PodaciOPeci_dIQT A;

```

```

equation

```

```

Tin[1]=RotaryKiln.KilnData.T0;

```

```

Tin[1]=Tin[8];

```

```

Tout[4]=Tizl;

```

```

Tout[5]=Tizl;

```

```
m=sum(A.Qp)*(1-loss)/(Tizl*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tizl)-
Tin[1]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tin[1]));

Tin[2]=Tout[1];
Tin[3]=Tout[2];
Tin[4]=Tout[3];
Tin[7]=Tout[8];
Tin[6]=Tout[7];
Tin[5]=Tout[6];

(m/2)*(Tout[1]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tout[1])-
Tin[1]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tin[1]))=A.S1.Q;

(m/2)*(Tout[2]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tout[2])-
Tin[2]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tin[2]))=A.S2.Q;

(m/2)*(Tout[3]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tout[3])-
Tin[3]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tin[3]))=A.S3.Q;

(m/2)*(Tout[8]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tout[8])-
Tin[8]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tin[8]))=A.S8.Q;

(m/2)*(Tout[7]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tout[7])-
Tin[7]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tin[7]))=A.S7.Q;

(m/2)*(Tout[6]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tout[6])-
Tin[6]*RotaryKiln.SpecificHeatCapacity(Tin[6]))=A.S6.Q;

Qprovera=sum(A.Qp);

end VodjenjeUkupnogModela;
```

БИОГРАФИЈА

Ненад (Предраг) Стојић је рођен 07. 05. 1987. године у Чачку. Основну школу завршио је у Лучанима а средњу машинску школу у Пожеги. Основне академске студије завршио је 2010. године, на Машинском факултету у Краљеву Универзитета у Крагујевцу са просечном оценом 8.12 на смеру Топлотна техника и заштита животне средине. На истом факултету 2011. године завршава мастер академске студије са просечном оценом 9.57, на смеру Топлотна техника и заштита животне средине. Уписан је на докторске академске студије на Машинском факултету у Краљеву од 2011. године, где је положио све испите према наставном плану и програму са просечном оценом 9.70.

Од 2011. године запослен је на Машинском факултету у Краљеву, касније Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву у својству истраживача сарадника на пројекту „Развој енергетски ефикасног постројења за гасификацију и когенерацију чврсте биомасе“, евиденциони број ТР-33027 код Министарства за науку и технолошки развој Републике Србије. Изабран је у звање асистента 2015. године, а 2021. године изабран је у звање вишег стручног сарадника на Катедри за енергетику и заштиту животне средине и изводи наставу на групи предмета из ове области.

Као аутор и коаутор објавио је 2 рада у међународним научним часописима са SCI листе, више од 10 радова на домаћим и међународним конференцијама као и у домаћим и међународним часописима и 2 техничка решења из области енергетике и заштите животне средине.

Живи у Краљеву, ожењен, отац двоје деце.

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Ненад Стојић, изјављујем да докторска дисертација под насловом:

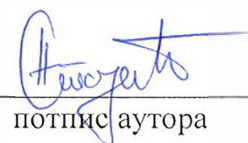
"Рекуператори за коришћење отпадне топлоте са ротационих цилиндричних површина"

која је одбрањена на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,
- да умножени примерак докторске дисертације у штампаној и електронској форми у чијем се прилогу налази ова Изјава садржи докторску дисертацију истоветну одбрањеној докторској дисертацији.

У Краљеву, 4.4.2022. године,


потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Ненад Стојић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

"Рекуператори за коришћење отпадне топлоте са ротационих цилиндричних површина"

која је одбрањена на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву

Универзитета у Крагујевцу, и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

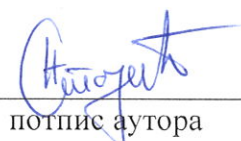
не дозвољавам¹

¹ Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада²

у Краљеву _____, 4.4.2022. године,



потпис аутора

² Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: [http://creativecommons.org/rs/](http://creativecommons.org.rs/)