



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ЗА МАШИНСТВО И
ГРАЂЕВИНАРСТВО У КРАЉЕВУ

Миљан Р. Марашевић

**ЕКСЕРГИЈСКА ОПТИМИЗАЦИЈА РАДА
РОТАЦИОНЕ ПЕЋИ ЗА КАЛЦИНАЦИЈУ
ДОЛОМИТА**

Докторска дисертација

Краљево, 2013. год.

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

<i>I. Аутор</i>
Име и презиме: <i>Мљан Марашевић</i>
Датум и место рођења: <i>08.05.1974. Краљево</i>
Садашње запослење: <i>асистент на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву</i>
<i>II. Докторска дисертација</i>
Наслов: <i>Ексергијска оптимизација рада ротационе пећи за калцинацију доломита</i>
Број страница: 151.
Број слика: 50.
Број библиографских података: 81.
Установа и место где је рад израђен: <i>Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Краљево</i>
Научна област (УДК): <i>Топлотна техника, обновљиви извори енергије и заштита животне средине</i>
Ментор: <i>проф др Владан Карамарковић</i>
<i>III. Оцена и одбрана</i>
Датум пријаве теме: 17.05.2011. год.
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације: 897, 23.09.2011. год
Комисија за оцену подобности теме и кандидата: др Владан Карамарковић, ред. проф, др Новак Недић, ред. проф, др Александар Јововић, ред. проф
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације: др Младен Стоиљковић, ред. проф, др Александар Јововић, ред. проф др Владан Карамарковић, ред. проф, др Раде Карамарковић, доцент.
Датум одбране дисертације:

Захваљујем се својој породици на несебичној подршци током израде овог рада. Посебну захвалност дугујем свом ментору проф. др Владану Карамарковићу на саветима и подршци током израде докторског рада. Такође се захваљујем свим колегама запосленим на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву на подршци у досадашњем раду.

ЕКСЕРГИЈСКА ОПТИМИЗАЦИЈА РАДА РОТАЦИОНЕ ПЕЋИ ЗА КАЛЦИНАЦИЈУ ДОЛОМИТА

РЕЗИМЕ

Енергетски биланс ротационе пећи за калцинацију доломита у предузећу за производњу магнезијума идентификовао је плашт пећи (26,35% од улазне енергије) и продукте сагоревања (18,95%), као главне изворе топлотних губитка. Да би се смањило губитак топлоте, у зони калцинације користи се размењивач топлоте који формира струјни простор прстенастог облика између плашта пећи и унутрашње површине размењивача. Предложено решење је: брзо применљиво, профитабилно (прост период отплате је мањи од 6 месеци), омогућава искоришћење конвективних и зрачних губитака топлоте са плашта пећи, спречава прегревање пећи, не нарушава њене технолошке параметре рада, не захтева повишени притисак ваздуха и може се применити на различитим врстама ротационих пећи са сличним површинским расподелама температура. Развијени математички модел омогућава да се добије геометрија размењивача топлоте тако да се од пећи одузима само она количина топлоте коју ротациона пећ без њега предаје околини. Примена рекуператора смањује потрошњу горива за 12,00%, и повећава енергетски за 7,35% и ексергијски степен корисности за 3,81%. У раду је развијен програм на основу кога су димензионисани рекуператори континуалне геометрије за случајеве када се за сагоревање у ротационој пећи користи ваздух обогаћен кисеоником. Резултати су показали да се рекуператор на испитиваној пећи не може применити уколико се за сагоревање у њој користи ваздух обогаћен са више од 24% кисеоника. Обогаћивање ваздуха за сагоревање кисеоником праћено је благим повећањем енергетских и ексергијских степена корисности пећи са и без рекуператора топлоте. Од анализираних могућности за коришћење отпадне топлоте у димним гасовима за: загревање ваздуха и воде, загревање воде у комбинацији са рекуператором и производњу електричне енергије у систему когенерације органским ранкиновим циклусом, последње решење показало се као енергетски, ексергијски и еколошки најприхватљивије.

Кључне речи: *Ротациона пећ, губитак топлоте, рекулација отпадне топлоте, енергетска анализа, ексергијска анализа; математички модел, енергетска ефикасност, обогаћење ваздуха за сагоревање.*

EXERGY OPTIMIZATION ROTARY KILN CALCINATION OF DOLOMITE

ABSTRACT

The energy balance of a rotary kiln used for calcination of dolomite in a magnesium production company identified the kiln shell (26.35% of the input energy) and exhaust gases (18.95%) as the major sources of heat losses. To decrease the heat loss, a heat exchanger that forms an annular duct over the calcination zone of the kiln is used to preheat combustion air. The exchanger uses both the convective and radiant heat loss from the mantle, prevents overheating, does not require air tightness, and could be implemented over rotary kilns with the similar surface temperature distribution. A mathematical model that defines the geometry of the heat exchanger so as the heat transfer from the kiln to the combustion air to be equal to the heat dissipated from the bare kiln is presented. The exchanger decreases fuel consumption of the kiln for 12.00%, and increases its energy and exergy efficiency for 7.35% and 3.81%, respectively. To obtain a better performance the airflow and geometry of the exchanger should be arranged to achieve the smallest possible temperature difference between the kiln surface and the preheating air, whose amount should always be kept at the optimal value for the used fuel. In the thesis, the software that determines the continual geometry of the recuperator was developed for the case when low oxygen-enriched air is used for fuel combustion inside the kiln. The recuperator can not be implemented over the kiln when the combustion air is enriched with more than 24 vol% of oxygen. The air enrichment causes a slight increase in energy and exergy efficiencies of the kiln whether it uses or not the recuperator. Several systems that utilize the sensible heat of the kiln exhaust gases for: (i) central heating, (ii) combustion air preheating, (iii) central heating for the case when the kiln operates with the recuperator, and (iv) cogeneration with the organic Rankine cycle were analyzed. Among these systems, the cogeneration system is energetically, exergetically, and ecologically the most suitable solution.

Keywords: Rotary kiln; Heat loss; Heat recovery exchanger; Heat transfer modeling; Energy analysis; Exergy analysis; Mathematical model; Energy efficiency; Oxygen-enhanced combustion.

Садржај

Уводне напомене, циљеви дисертације	4
1. Стање и потенцијали за побољшање енергетске ефикасности у индустрији.....	7
1.1 Преглед потрошње енергије у Републици Србији.....	7
1.2 Потенцијали за побољшање ЕЕ	13
2. Индустијске пећи и процес калцинације доломита са обогаћивањем ваздуха за сагоревање кисеоником.....	16
2.1 Историја развоја ротационих пећи	16
2.2 Принцип рада и карактеристике ротационих пећи	16
2.3 Технички аспекти увођења кисеоника у ротационе пећи.....	19
2.4 Сагоревање горива у атмосфери ваздуха обогаћеног кисеоником	20
2.5 Одређивање потребне количине кисеоника	21
2.6 Системи за производњу кисеоника	23
2.6.1 Криогени поступак.....	23
2.6.2 Мембрански поступак (Молекуларна сита).....	25
2.6.3 Адсорпција са наизменичном променом притиска.....	26
2.6.4 Предности и мане поступака издвајања кисеоника	27
2.7 Начини увођења кисеоника у пећ	28
3. Модел за одређивање оптималног облика унутрашње површине рекуперативног размењивача топлоте.....	29
3.1 Поступак добијања магнезита	29
3.2 Списак мерних величина и опис мерних места.....	31
3.3 Вредности измерених величина	34
3.4 Опис процеса рада пећи	36
3.5 Системи за коришћење отпадне топлоте ротационе пећи.....	36
3.6 Математички модел.....	41
3.7 Степенасти систем унутрашње површине рекуператора.....	45
3.7.1 Материјални и топлотни биланс.....	45
3.7.2. Ротациона пећ са рекуператором.....	51

3.7.3	Валидација модела на ротационој сушари.....	54
3.7.4	Економска анализа.....	57
3.8	Развијени програм за одређивање унутрашњих димензија рекуператора.....	58
3.9	Материјални и топлотни биланс пећи при сагоревању са ваздухом обogaћеним кисеоником	59
3.10	Резултати за систем који користи ваздух са обogaћеним кисеоником	64
3.10.1	Процент кисеоника $O_2 = 22\%$	65
3.10.2	Процент кисеоника $O_2 = 23\%$	66
3.10.3	Процент кисеоника $O_2 = 24\%$	68
3.11	Упоредна анализа пречника рекуператора.....	69
4.	Ексергија и ексергијска анализа.....	71
4.1	Техничка радна моћ или ексергија	71
4.2	Ексергијска анализа система за рекулпацију топлоте	72
4.3	Ексергијска анализа система за рекулпацију топлоте који користи ваздух обogaћен кисеоником.....	78
4.3.1	Ексергијска анализа система који користи ваздух са запреминским уделом кисеоника $O_2 = 22\%$	79
4.3.2	Ексергијска анализа система који користи ваздух са запреминским уделом кисеоника $O_2 = 23\%$	83
4.3.3	Ексергијска анализа система који користи ваздух са запреминским уделом кисеоника $O_2 = 24\%$	87
4.3.4	Упоредна анализа ексергијског прорачуна за различите проценте обogaћења ваздуха за сагоревање кисеоником	91
5.	Одређивање ексергијски оптималног система за коришћење отпадних топлота ротационе пећи за калцинацију доломита.....	93
5.1	Системи за коришћење отпадних топлота ротационе пећи	93
5.2	Систем за загревање ваздуха за сагоревање, топлотом садржаном у продуктима сагоревања.....	95
5.3	Систем за загревање воде топлотом садржаном у продуктима сагоревања.....	99
5.4	Систем за загревање воде топлотом садржаном у продуктима сагоревања у комбинацији са рекуператором топлоте који користи топлоту са плашта ротационе пећи.....	102
5.5	Системи за коришћење топлоте у продуктима сагоревања за производњу електричне енергије	105

5.5.1 ОРЦ циклус теоријске основе.....	105
5.5.2 ОРЦ циклус за производњу електричне енергије.....	107
5.6 Упоредна анализа система за коришћење отпадне топлоте продуката сагоревања.....	113
Закључак рада.....	114
Номенклатура.....	116
<i>Грчка слова</i>	119
<i>Индекси</i>	120
Списак слика.....	121
Списак табела.....	123
Литература.....	126
Додатак.....	132
Програмски кодови у програмском пакету „Matlab“.....	132
Програмски кодови у програмском пакету „Dymola“.....	150

Уводне напомене, циљеви дисертације

Повећана потрошња енергије, ограничене залихе фосилних горива и све строжији захтеви заштите животне средине намећу нови приступ газдовању енергијом. Постојећи услови довели су до све већег развоја и примене нових технологија које су донедавно сматране економски и технички неоправданим. С друге стране, намеће се потреба за повећањем енергетске ефикасности постојећих енергетских процеса.

Значајне уштеде енергије могу се остварити коришћењем отпадне топлоте коју у околину, као своју физичку топлоту, односе димни гасови настали у неком хемијском или процесу сагоревања горива, као и отпадна топлота која се губи услед спољашњег расхалађивања различитих индустријских постројења. Губитак услед спољашњег расхлађивања у појединим случајевима, зависно од постројења, може бити са веома великим учешћем у топлотном билансу (и до 30%).

Истраживања у оквиру овог докторског рада обавила су се у два дела. У првом делу извршено је моделирање и одређивање оптималног облика унутрашње површине конвективно-зрачног рекуператора топлоте за различите степене обогаћења ваздуха кисеоником. Резултати анализе и модел за димензионисање геометрије рекуператора су верификовани на експерименталном постројењу. У другом делу докторског рада извршена је енергијска и ексергијска анализа система за коришћење отпадне топлоте ротационе пећи за калцинацију доломита.

На основу претходног може се рећи да су основни циљеви рада били:

1. Интензификација рада ротационе пећи за калцинацију доломита коришћењем постојећих сировинских, енергетских и технолошких ресурса.
2. Израда и експериментална валидација модела за одређивање оптималног облика унутрашње континуалне површине рекуперативног размењивача топлоте.
3. Одређивање ексергијски оптималног система за коришћење отпадних топлота ротационе пећи за калцинацију доломита.

Докторски рад изложен је у пет поглавља са следећим садржајем:

Стање и потенцијали за побољшање енергетске ефикасности у индустрији. У овом поглављу рада представљена је потрошња примарне и финалне енергије по секторима за две референтне године сходно усвојеној стратегији развоја ресорног министарства Републике Србије. Такође су дати и упоредни подаци о потрошњи енергије по секторима индустрије, према расположивим подацима Републичког завода за статистику. Приказане су могућности и потенцијали за побољшање енергетске ефикасности у индустрији према усвојеној стратегији развоја.

Индустријске пећи и процес калцинације доломита са обогаћивање ваздуха за сагоревање кисеоником. У овом делу рада дат је кратак историјат развоја ротационих пећи са принципом рада и поделом ротационих пећи на основу поступка производње (мокри и суви поступак). Дати су технички аспекти увођења кисеоника у ротационе пећи, као и начини обогаћивања ваздуха кисеоником (еквивалентно и додатно обогаћење). Приказани су начини добијања односно издвајања кисеоника са приказом предности и мана сваког поступка. На крају овог дела рада дати су начини увођења кисеоника у ротациону пећ.

Модел за одређивање оптималног облика унутрашње површине рекуперативног размењивача топлоте. У овом делу рада приказан је поступак добијања магнезита, описан је поступак рада испитиване ротационе пећи, приказана су мерна места и добијени резултати испитивања. Представљени су начини коришћења отпадне топлоте са плашта ротационих пећи, примењени у радовима из ове области. Дат је математички модел за одређивање оптималног облика унутрашње површине рекуператора. На основу добијених резултата према извршеним мерењима одређен је степености облик унутрашње површине рекуператора. Валидација математичког модела рекуператора је извршена на ротационој сушари. У оквиру овог поглавља извршена је и техноекономска анализа пројектованог рекуператора. На основу експериментално одређених температура на плашту ротационе пећи, развијен је математички модел у програмском пакету „Matlab” на основу којег се одређују унутрашње димензије рекуператора, температуре на унутрашњој површини рекуператора и температура загрејаног ваздуха. Помоћу развијеног модела извршено је одређивање димензија рекуператора и температурских поља за случај сагоревања са ваздухом обогаћеним кисеоником. Развијени математички модел омогућава одређивање оптималних димензија рекуператора и температура на унутрашњим површинама.

Ексергија и ексергијска анализа. Циљ овог поглавља рада је ексергијска анализа система за рекуперацију топлоте дефинисаног у претходном делу. Извршена је ексергијска анализа када ротациона пећ ради са и без рекуператора за коришћење отпадне топлоте са њеног плашта, као и када се за сагоревање користи ваздух обogaћен кисеоником. Дата је упоредна анализа промене ексергијског степена корисности у зависности садржаја кисеоника у ваздуху за сагоревање.

Одређивање ексергијски оптималног система за коришћење отпадних топлота ротационе пећи за калцинацију доломита. У овом поглављу предложени су за испитивану пећ могући системи за коришћење отпадних топлота. Разматрани су случајеви загревања ваздуха за сагоревање топлотом садржаном у продуктима сагоревања, згревање воде и анализиран случај када се отпадна топлота продуката сагоревања користи за добијање електричне енергије помоћу ОРЦ¹-а. Систем за производњу електричне енергије анализиран је у раду са системом за рекуперацију топлоте са плашта пећи. За предложене системе извршена је ексергијска анализа на основу које је одређен ексергијски оптимални систем за коришћење отпадних топлота ротационе пећи за калцинацију доломита.

¹ ОРЦ је скраћеница за органски Ранкин-Клаузијусов кружни процес. Овај процес је идентичан Ранкин-Клаузијусовом процесу осим што се уместо водене паре као радни медијум користи неко органско једињење.

1. Стање и потенцијали за побољшање енергетске ефикасности у индустрији.

1.1 Преглед потрошње енергије у Републици Србији

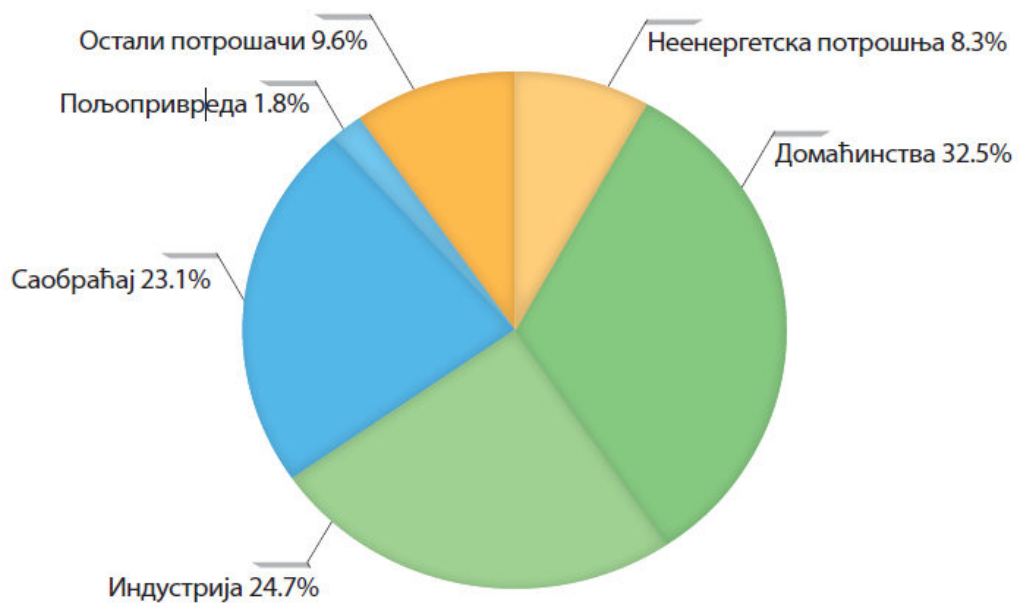
Обим и структура потрошње енергије у свакој земљи одређена је економским стањем, степеном развијености индустрије, економским стандардом и навикама грађана, расположивим енергетским изворима и економско-енергетским околностима у окружењу. Економско стање у привреди, застарелост енергетских и производних технологија условило је погоршање енергетске ефикасности у индустријским системима Републике Србије. Министарство енергетике Републике Србије је припремило „Нацрт стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. године са пројекцијама до 2030. године“ који је тренутно у фази јавне расправе и чији ће поједини делови бити цитирани у овом раду.

Република Србија почетком друге деценије XXI века налази се у врло дубокој општеразвојној кризи. У времену економске рецесије, држава се налази пред изазовом да трасира дугорочни пожељни пут развоја енергетике и дефинише стратешка одређења на којима ће се заснивати тај развој.

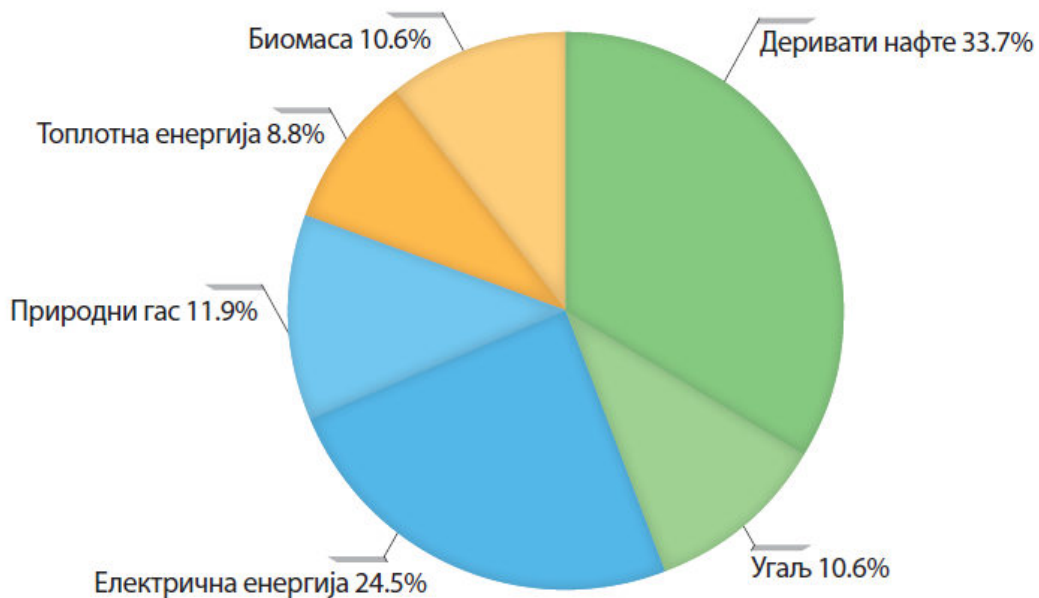
Из примене Закона о енергетици и Стратегије развоја енергетике Републике Србије, треба да проистекне одговарајућа енергетска, економска, еколошка и социјална политика. На основу анализа које су се спроводиле са аспекта економско-технолошких промена у XXI веку може се закључити да је енергетика током последња два и по века била и остала покретач и кључни фактор економских промена. Само током XX века глобална популација повећала се 3,7 пута, док је потражња за финалном енергијом порасла више од 30 пута. За последње три деценије XX века просечна укупна потрошња примарне енергије имала је пораст од 2,1% годишње, док се глобална популација повећавала по стопи од 1,6%. Светски бруто домаћи производ (БДП) растао је по стопи од 3% годишње. На основу овога може се закључити да без обзира на смањивање енергетског интензитета, потрошња примарне енергије и даље расте брже него популација. На основу истраживања Међународне агенције за енергетику (IEA), у периоду од 2005. до 2025. године може се очекивати повећање потрошње примарне енергије за 40%.

Укупна потрошња финалне енергије у Републици Србији за 2010. годину износила је 9,696 милиона тен². Структура потрошње финалне енергије по секторима приказана је на слици 1.1. Структура потрошње финалне енергије у Републици Србији по енергентима приказана је на слици 1.2.

²Мтен – мега тона нафтног еквивалента.



Слика 1.1 Преглед потрошње финалне енергије по секторима у 2010 год.³



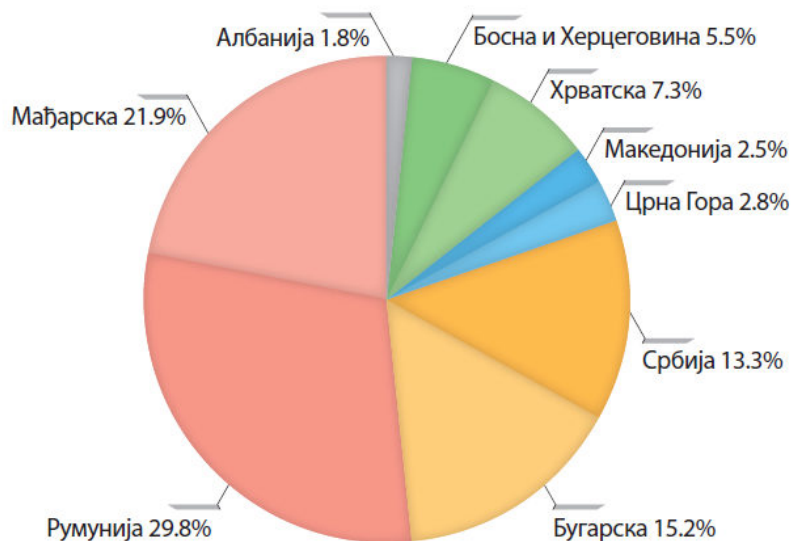
Слика 1.2 Преглед потрошње финалне енергије по енергентима у 2010. год.⁴

³Преузето са сајта Републичког завода за статистику www.stat.gov.rs

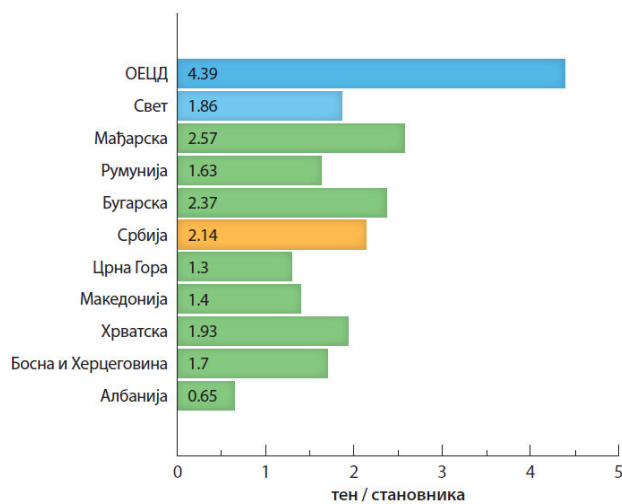
⁴Преузето са сајта Републичког завода за статистику www.stat.gov.rs

Потрошња примарне енергије у Републици Србији за 2010. годину износила је 15,531 милиона тен.

У регионалном тржишту енергије Република Србија са учешћем од 13,3% има и значајну улогу у региону (слика 1.3). Потрошња примарне енергије по становнику у 2010. години у Републици Србији износила је 2,14 тен (слика 1.4) што је нешто изнад регионалног и светског просека, али је око два пута мања од просека развијених земаља ОЕЦД-а.



Слика 1.3 Структура потрошње примарне енергије у региону за 2010. год.⁵

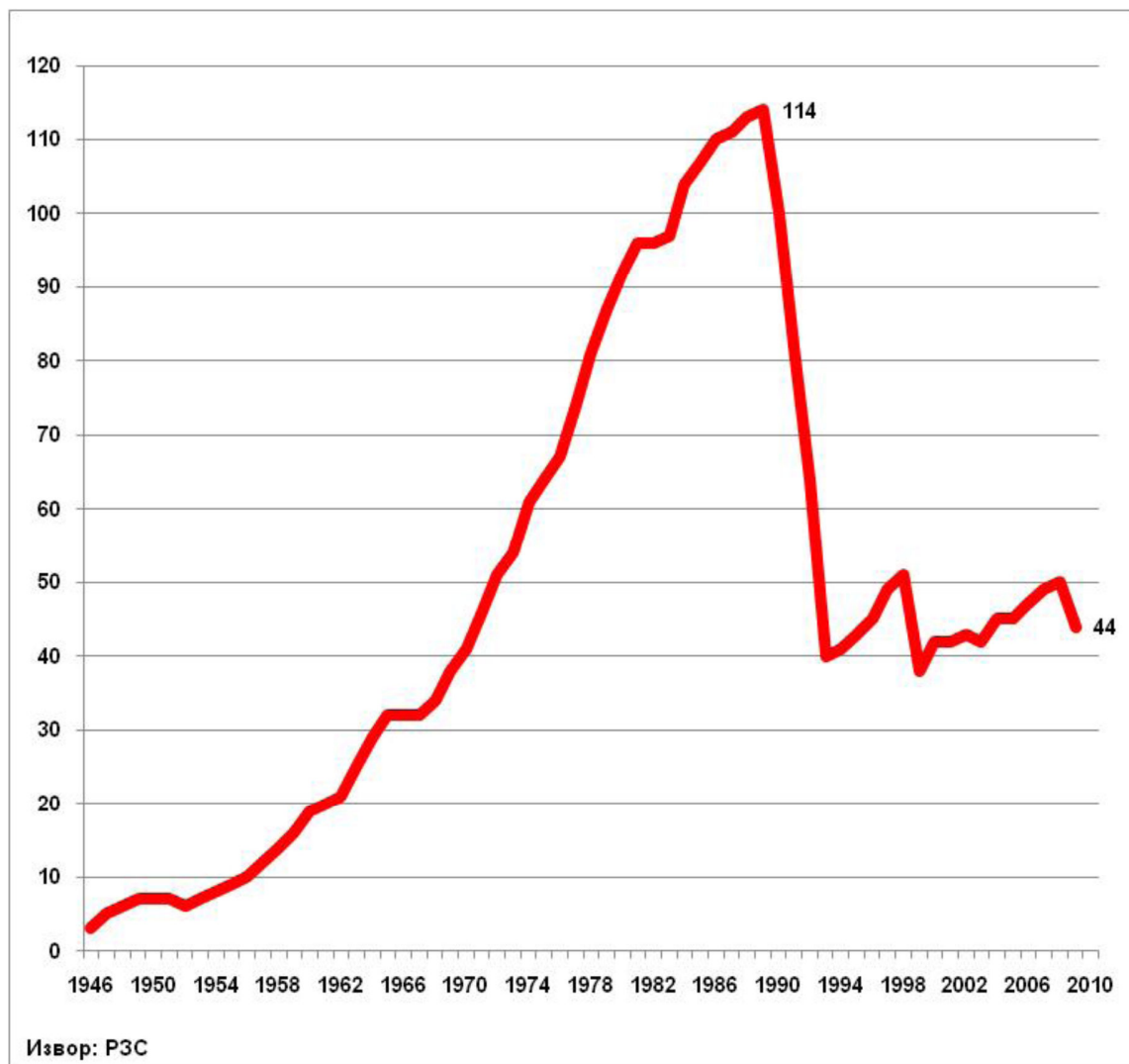


Слика 1.4 Потрошња примарне енергије по становнику у 2010. год.⁶

⁵Преузето са сајта Републичког завода за статистику www.stat.gov.rs

⁶Преузето из Нацрта стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. године са пројекцијама до 2030. године.

На слици 1.5 приказано је кретање индустријске производње у Републици Србији у периоду од 1946 – 2010. године. Лако је уочљив велики пад који је последица економских санкција и политичке ситуације деведесетих година прошлог века.

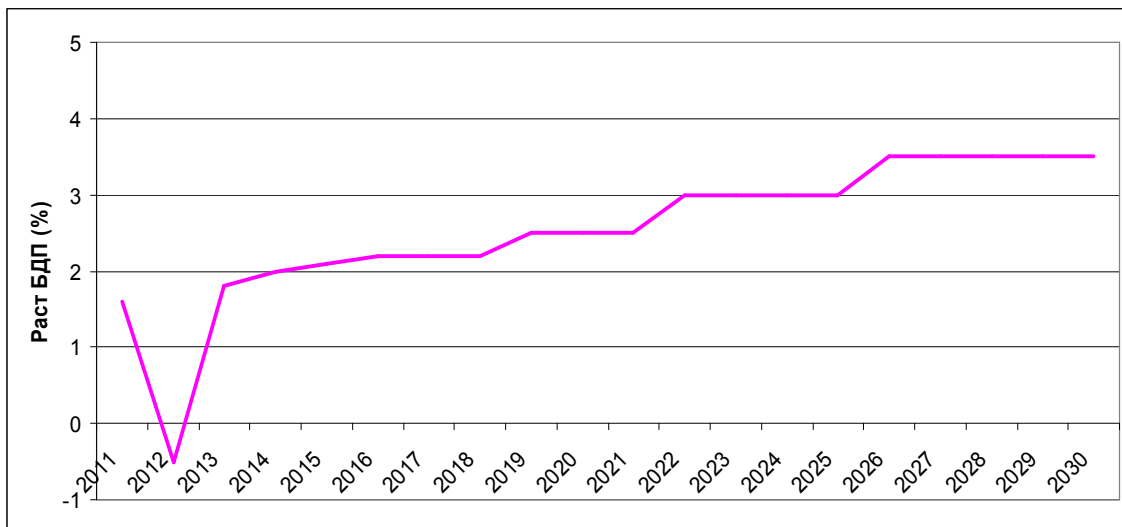


Слика 1.5 Кретање индустријске производње у Републици Србији у периоду 1946-2010.год.⁷

На слици 1.6 приказано је очекивано кретање БДП⁸-а у периоду до 2030. године у Републици Србији. На слици се може видети пад БДП-а у 2012-2013. години као последица светске економске кризе, али су очекивања да ће БДП у наредном периоду бити у порасту.

⁷Преузето са сајта Републичког завода за статистику www.stat.gov.rs

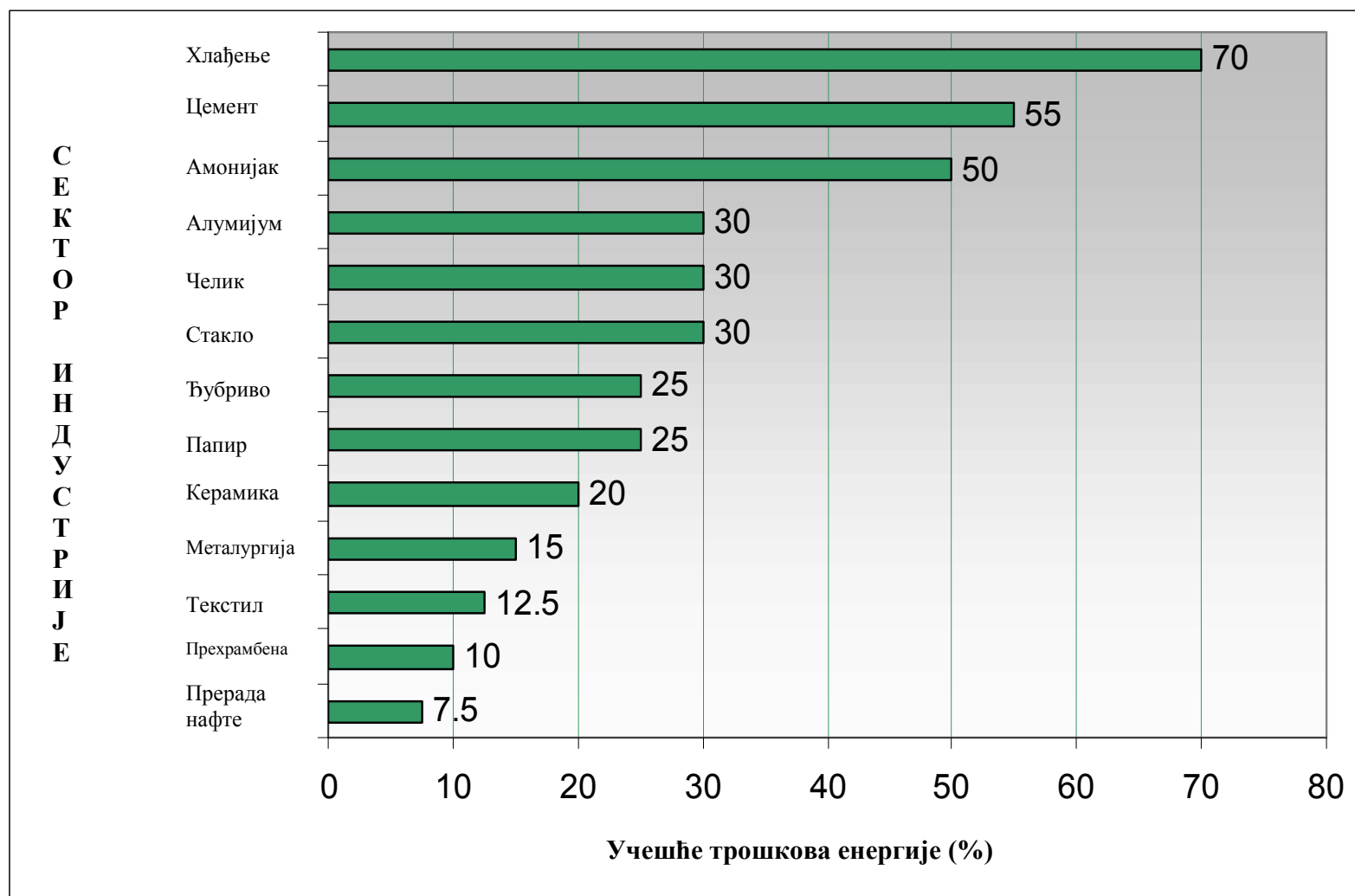
⁸Бруто друштвени производ



Слика 1.6 Очекивано кретање БДП-а у Републици Србији до 2030. год.⁹

На слици 1.7 приказани су трошкови за енергију по гранама индустрије у Европској унији. Са дијаграма се може видети да је учешће трошкова енергије у цементној индустрији на другом месту и да има изузетно велики проценат учешћа.

⁹Преузето из Нацрта стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. године са пројекцијама до 2030. године



Слика 1.7 Учешће трошкова енергију у индустрији ЕУ

1.2 Потенцијали за побољшање ЕЕ

Нацрт стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. Године са пројекцијама до 2030. године је као један од приоритета дефинисала континуитет технолошке модернизације постојећих енергетских система и извора повећањем енергетске ефикасности и коришћењем енергетски ефикасних и еколошки прихватљивих технологија. Највећи енергетски проблем у овом тренутку је ниска производна активност енергетски неинтензивних грана индустрије, насупрот високој активности у области црне и обојене металургије. Изналажење оптималних начина за смањење специфичне потрошње енергије у наведеним областима у многоме би допринели усклађивању рада и развоја целине енергетског сектора. За модел развоја привреде је усвојена политика развоја индустрије Републике Србије од 2011. до 2020. године, која као крајњи жељени резултат индустријског развоја у наведеном периоду поставља удвостручену индустријску производњу у 2020. години у односу на ниво из 2010. године.

Имајући у виду да привредна кретања у 2011. и 2012. години нису оправдала оваква очекивања, циљани раст и циљане вредности уз одговарајућу промену индустријске и привредне структуре су усвојени као сценарио развоја привреде до 2025. године, што подразумева просечан раст од око 3% годишње.

Нацрт стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. године са пројекцијама до 2030. предвиђа два могућа сценарија и то:

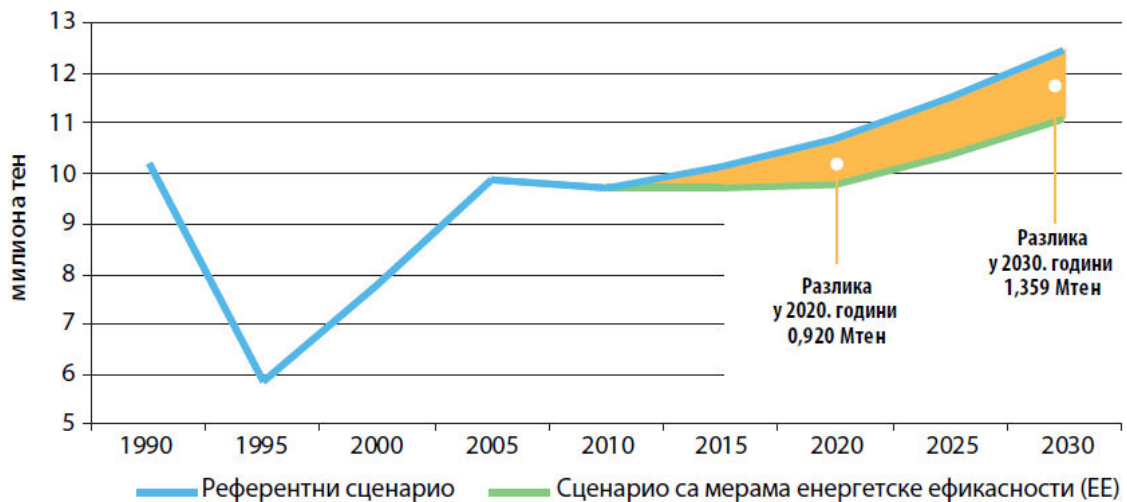
- Референтни сценарио („business as usual”)
- Сценарио са применом мера енергетске ефикасности.

Први сценарио се односи на наставак досадашње праксе у потрошњи енергије, док се други сценарио односи на максимално промовисање мера енергетске ефикасности у свим фазама енергетског циклуса.

У референтном сценарију специфични показатељи потрошње енергије (количина енергије по јединици створеног БДП-а) у индустрији, пољопривреди и неенергетској потрошњи задржани су идентични као у базној 2010. години.

Сценарио са применом мера енергетске ефикасности (ЕЕ) коригован је у односу на Референтни, јер предвиђа примену мера у циљу смањења потрошње финалне енергије у складу са обавезама из Уговора о оснивању Енергетске заједнице и ускладу са Директивом 2006/32/ЕЗ о енергетској ефикасности код крајње потрошње и енергетским услугама.

На слици 1.8 су упоредо приказане пројекције финалне потрошње енергије по ова два сценарија. У односу на базну 2010. годину повећање износи 10,1% у референтном, односно 1% у сценарију са мерама ЕЕ до 2020. године, односно 18% и 6,8% до 2025. године (у односу на базну годину). Разлика у финалној потрошњи, по ова два сценарија, у 2020. години износи 920 хиљада тен.



Слика 1.8 Упоредна пројекција финалне потрошње енергије¹⁰

Посматрано по секторима (табела 1-1), привредни развој земље доводи до повећања учешћа производних сектора (индустрија, пољопривреда, неенергетска потрошња) у оба сценарија. Предвиђено је повећање учешћа ових сектора од полазних 34,8% у 2010.години на око 40% у 2025. години. Тренд је такав да би се 2030. године у тим секторима трошило око 45% финалне енергије. У истом периоду би учешће сектора домаћинства требало да опадне за око 5%, а саобраћаја 2-3%.

Табела 1.1 Финална потрошња енергије по секторима¹¹

Сектор	Референтни сценарио					Сценарио са применом мера ЕЕ			
	2010	2015	2020	2025	2030	2015	2020	2025	2030
Домаћинства	3148,0	3193,1	3226,5	3284,3	3349,5	3136,9	3129,0	3121,2	3113,4
Индустрија	2393,0	2560,4	2826,9	3277,1	3799,1	2409,9	2467,1	2891,1	3388,0
Грађевинарство	7,0	7,9	8,9	10,4	12,2	7,9	8,9	10,4	12,2
Саобраћај	2239,0	2329,2	2388,1	2448,4	2510,2	2206,7	2143,4	2081,9	2022,2
Пољопривреда	175,0	184,9	203,9	232,5	264,9	184,9	203,9	232,5	264,9
Остали потрошачи	934,0	979,9	1024,8	1077,0	1132,0	867,5	805,9	855,5	908,1
Неенергет. сектор	800,0	882,0	997,9	1168,1	1367,3	882,0	997,9	1168,1	1367,3
УКУПНО	9696,0	10.137,4	10.676,9	11.497,9	12.435,1	9.695,8	9.756,1	10.360,8	11.076,2

¹⁰Преузето из Нацрта стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. године са пројекцијама до 2030. године

¹¹Преузето из Нацрта стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. године са пројекцијама до 2030. године

На основу „Нацрта стратегије развоја енергетике Републике Србије за период до 2025. године са пројекцијама до 2030. године” може се рећи да је могуће смањење потрошње енергије у сектору индустрије од 15 – 25 % у периоду до 2025. године, и то побољшањем процеса сагоревања, коришћењем отпадне топлоте из енергетских постројења и производних процеса, регулисањем процеса коришћења енергије и увођењем мера и поступака за рад енергетског менаџмента.

Значајан потенцијал за повећање енергетске ефикасности у области обојене металургије представљају процеси калцинације руде доломита, који се обављају у ротационим пећима. Термички степен корисности трансформације енергије код ротационих пећи за калцинацију доломита је релативно низак, и налази се у границама од 55 до 60% (корисну топлоту чине топлота декарбонизације и физичка топлота произведеног калцината). Квантитативно најизраженији топлотни губици су: услед спољашњег расхлађивања кроз плашт ротационе пећи (до 30% горивом унешене енергије) и топлотни губитак садржан у физичкој топлоти продуката сагоревања (до 20% горивом унешене енергије). Поред наведених губитака проблем за ефикасније функционисање пећи представљају и ниже стварне температуре сагоревања у зони калцинације доломита, које се негативно одражавају на квалитет произведеног калцината и у даљем технолошком процесу условљавају повећану специфичну потрошњу енергије у електропећима.

Циљ овог рада је да се коришћењем постојећих енергетских, сировинских и технолошких ресурса повећа капацитет и термички степен корисности ротационе пећи уз побољшање квалитета произведеног калцината.

Обогаћивање ваздуха за сагоревање кисеоником код ротационих пећи један је од начина интензификације њиховог рада. Поступак условљава смањење количине азота у продуктима сагоревања што има за последицу смањење запремине продуката и смањење губитка у физичкој топлоти продуката. Истовремено, обогаћивање ваздуха за сагоревање кисеоником условљава повећање брзине сагоревања, повећање температуре, састава и аеродинамичких особина пламена. Повећана температура сагоревања условљава побољшање квалитета произведеног калцината и интензивира размену топлоте зрачењем у зони калцинације. Рад ротационе пећи са ваздухом за сагоревање обогаћеним кисеоником праћен је и негативним ефектима. Најизраженији негативни ефекат је повећање топлотног губитка услед спољашњег расхлађивања у зони калцинације због повишене температуре сагоревања.

2. Индустијске пећи и процес калцинације доломита са обогаћивањем ваздуха за сагоревање кисеоником.

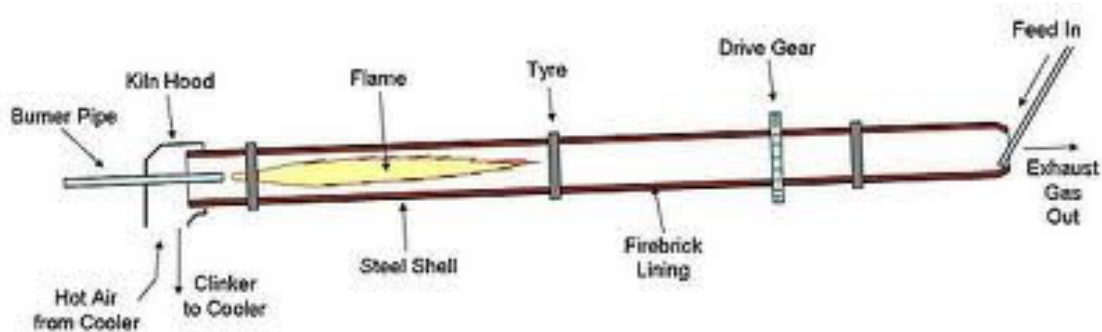
2.1 Историја развоја ротационих пећи

Прва ротациона пећ произведена је и уграђена у индустрији цемента. То се догодило у Пенсилванији (Сједињене Америчке Државе) 1890. године при чему је пречник пећи био 1,5 m. Ротациона пећ је била дужине 15 метара и производила је око 20 тона клинкера дневно. Гориво које је коришћено за рад ове пећи била је нафта¹². Развојем система за удување ваздуха почело се са коришћењем угљеног праха чиме је цена горива била смањена, тако да се 1905. године појављују пећи са пречником од 2,7 m , дужине око 60 m које су дневно производиле око 190 тона клинкера. Након 10 година развоја, око 1915. године, забележено је да се половина светске производње клинкера добија из ротационих пећи. Од тада, капацитет пећи се стално повећава, а највеће пећи данас произведе око 10.000 тона дневно. За разлику од статичких пећи, материјал пролази кроз пећ брзо: од 3 сата (у неким старим пећима са влажним процесима) па до свега 10 минута (у кратким „precalciner“ пећима). Ротационе пећи раде 24 сата дневно, и обично се зауставе само на неколико дана једном или два пута годишње ради основног одржавања.

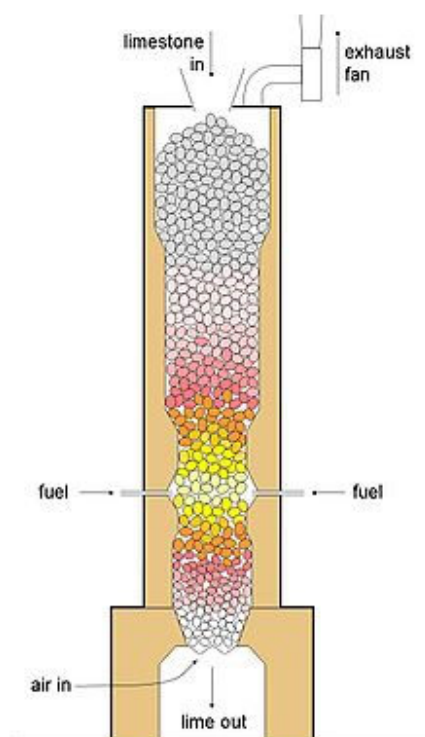
2.2 Принцип рада и карактеристике ротационих пећи

У индустријској примени, пре свега у производњи цемента, обојених метала и сродним гранама индустрије поред ротационих пећи користе се или су коришћене и вертикалне пећи за печење одговарајућег материјала (слика 2.2). Ипак највећим делом термичка обрада материјала обавља се у ротационим пећима. Њихов принцип рада је једноставан (слика 2.1): пећ се налази под одређеним нагибом и преко погонских механизма ротира. На нижем крају пећи налазе се горионици за сагоревање горива, док се на супротној страни врши убацивање материјала.

¹² Пенсилванија је у то време била једно од најбоље развијених подручја за експлоатацију нафте



Слика 2.1 Принцип рада ротационе пећи



Слика 2.2 Вертикална пећ

Основне карактеристике ротационих пећи су унутрашњи пречник (креће се до 5 m) и дужина пећи. На основу односа дужине и пречника L/D ротационе пећи се условно деле на две групе:

- Дугачке ротационе пећи, $L/D > 30$ (примењују се код мокрог поступка производње)
- Кратке ротационе пећи, $L/D < 30$ (примењују се код сувог поступка производње)



Слика 2.3 Механизми за погон ротационе пећи

Поред геометријских карактеристика рад ротационе пећи карактеришу и капацитет, специфична потрошња горива и степен корисности. Производност ротационе пећи зависи од: геометријских карактеристика (пречник пећи и дужина), угла нагиба пећи, брзине ротације, услова рада и окружења (на отвореном или затвореном), броја обртаја, равномерности дозирања сировине, постојаности хемијског састава смеше, квалитетног рада система за сагоревање горива и успешног одржавања задатих топлотних параметара.



Слика 2.4 Пример ротационе пећи

Као што је већ поменуто, у производњи цемента разликују се два основна поступка: мокри и суви. Код мокрог поступка сировинској смеси се приликом млевења додаје од 30 – 50 % воде, тако да се ова влажна смеша уситњава у фини муљ. Код сувог поступка сировинска смеша се претходно осуши, самеле и као таква улази у ротациону пећ. Код сувог поступка сировинска смеша се пре уласка у ротациону пећ може брикетирати или гранулисати у зависности од типа постројења.

Претходни поступци су наведени јер је на основу њих извршена основна подела ротационих пећи и то:

1. Ротационе пећи за мокри поступак производње:
 - ротационе пећи без унутрашњих и допунских уређаја
 - ротационе пећи са унутрашњим уређајима за интензификацију размене топлоте и односом $L/D < 30$
 - ротационе пећи са унутрашњим уређајима за интензификацију размене топлоте и односом $L/D > 30$
 - ротационе пећи са концентраторима муља
 - ротационе пећи са уређајима за распршавање муља
 - ротационе пећи са котловима утилизаторима

2. Ротационе пећи за суви поступак производње:
 - ротационе пећи без допунских утилизатора топлоте
 - ротационе пећи са котловима утилизаторима
 - ротационе пећи са унутрашњим уређајима за интензификацију размене топлоте
 - ротационе пећи са конвејерним калцинаторима („Lepol“ пећи)
 - ротационе пећи са циклонским размењивачима топлоте
 - ротационе пећи са змијастим размењивачима топлоте
 - ротационе пећи са размењивачима топлоте са лебдећим слојем

2.3 Технички аспекти увођења кисеоника у ротационе пећи

Опште познате карактеристике кисеоника су да је то безбојан гас без мириса, док у течном стању кисеоник има карактеристичну сетлоплаву боју и нешто је тежи од воде. У поређењу са коришћењем ваздуха, процеси сагоревања са ваздухом обогаћеним кисеоником су интензивнији. Поред тога у току таквог сагоревања постижу се и више температуре. Основне особине кисеоника дате су у табели 2.1.

Табела 2.1 Физичке особине кисеоника

Величина	Ознака	Вредност	Јединица
Молекулска маса	M	32	kg/k mol
Гасна константа	R	259.9	J/kg K
Густина (при 0 С и 1 bar)	ρ_0	1.429	kg/m ³
Температура кључања (при 1 bar)	t_s	-182.98	°C
Густина течности (на температури кључања)	ρ	1140	kg/m ³
Специфична топлота (при 0 С и 1 bar)	c_p	913	J/kg K
Специфична топлота (при 0 С и 1 bar)	c_v	653	J/kg K
Експонент адијабате	κ	1.4	-
Топлота испаравања (1 bar)	r	213	kJ/kg
Критична температура	t_k	-118.82	°C
Критичан притисак	p_k	50.37	bar
Коефицијент провођења топлоте (при 0 С и 1 bar)	λ	0.024	W/m K

2.4 Сагоревање горива у атмосфери ваздуха обогаћеног кисеоником

Са повећањем садржаја кисеоника у ваздуху за сагоревање, смањује се запремина азота у ваздуху, као и запремина сувих и влажних продуката сагоревања, при чему расте температура сагоревања.

У општем случају при примени кисеоника за обогаћење ваздуха у процесу сагоревања долази до:

- промене температуре и састава пламена и аеродинамичких карактеристика пламена
- смањења запремине сувих и влажних продуката сагоревања
- повећања брзине сагоревања
- интензификације процеса размене топлоте
- повећања коефицијента искоришћења горива
- повећања топлотног капацитета пећи

2.5 Одређивање потребне количине кисеоника

Досадашња примена кисеоника довела је до тога да се разликују два начина обогаћења струје ваздуха кисеоником:

- еквивалентно обогаћење
- додатно обогаћење

Код еквивалентног обогаћења смањује се количина ваздуха при чему се додаје одређена количина кисеоника до жељеног процента тако да укупна количина кисеоника за сагоревање остаје непромењена.

Код додатног обогаћења количина ваздуха за сагоревање се не мења, већ се ваздуху додаје потребна количина кисеоника до жељеног процента.

Запремина азота у продуктима сагоревања:

$$a_1 = 21\%$$

$$V_{N_2} = \frac{100 - a_1}{a_1} \cdot \lambda \cdot O_{2,\min} \quad [mN^3/kgg] \quad (2.1)$$

Запремина азота у продуктима сагоревања у случају еквивалентног обогаћења:

$$V'_{N_2} = \frac{100 - a}{a} \cdot \lambda \cdot O_{2,\min} \quad [mN^3/kgg] \quad (2.2)$$

Смањење запремине азота:

$$\Delta V_{N_2} = V_{N_2} - V'_{N_2} = 100 \cdot \frac{a - a_1}{a \cdot a_1} \cdot O_{2,\min} \cdot \lambda \quad [mN^3/kgg] \quad (2.3)$$

$$\Delta V_{N_2} = V_{N_2} - V'_{N_2} = \lambda \cdot O_{2,\min} \cdot \left(\frac{1}{21} - \frac{1}{a} \right) \cdot 100 \quad [mN^3/kgg] \quad (2.4)$$

Смањење запреминепродуката сагоревања:

$$\Delta V_{RW} = \Delta V_{N_2} \quad [mN^3/kgg] \quad (2.5)$$

Количина кисеоника за обогаћење:

$$O_{2,d} = \frac{a - a_1}{100 - a_1} \cdot \frac{100}{a} O_{2,\min} \cdot \lambda \quad [\text{mN}^3/\text{kgg}] \quad (2.6)$$

Принцип еквивалентног повећања процента кисеоника у ваздуху за сагоревање представљен је на слици 2.5 :



Слика 2.5 Принцип еквивалентног повећања процента кисеоника у ваздуху за сагоревање.

При коришћењу отпадне топлоте са плашта пећи за загревање ваздуха, при сагоревању еквивалентним поступком, долази до веома малог смањења температуре обогаћеног ваздуха који улази у пећ. Стварна температура ваздуха за сагоревање одређена је на основу топлотног биланса приказаног на слици 2.5.

2.6 Системи за производњу кисеоника

У овом делу представљени су основни начини издвајања кисеоника, односно предности и мане три основна поступка. Постоји неколико метода за издвајање кисеоника из ваздуха:

- криогенадестилација,
- молекуларна сита
- адсорпциони поступак¹³

Избор методе за раздвајање ваздуха одређује се на основу различитих фактора, укључујући захтеве технолошког процеса, економске, односно финансијске услове и безбедност целокупног система. Постројења за сепарацију раздвајају атмосферски ваздух на његове главне компоненте, обично азот и кисеоник, а понекад аргон и неки други инертни гас (видети табелу 2.2).

2.6.1 Криогени поступак

Криогена дестилација је поступак у коме се ваздух хлади, при чему се користе различите температуре кључања гасова у ваздуху (видети табелу 2.2) за издвајање одређених компоненти. Овим поступком добијају се гасови највеће чистоће, али је потребно нагласити да је овај поступак са аспекта потрошње енергије најнеповољнији и, наравно, самим тим најскупљи.

Издавање кисеоника процесима са криогеном технологијом датира још од 1920. год. када је почела комерцијална производња у погонима фирме „Linde-Fränkler“. Принцип рада криогене сепарације ваздуха дат је на слици 2.6.

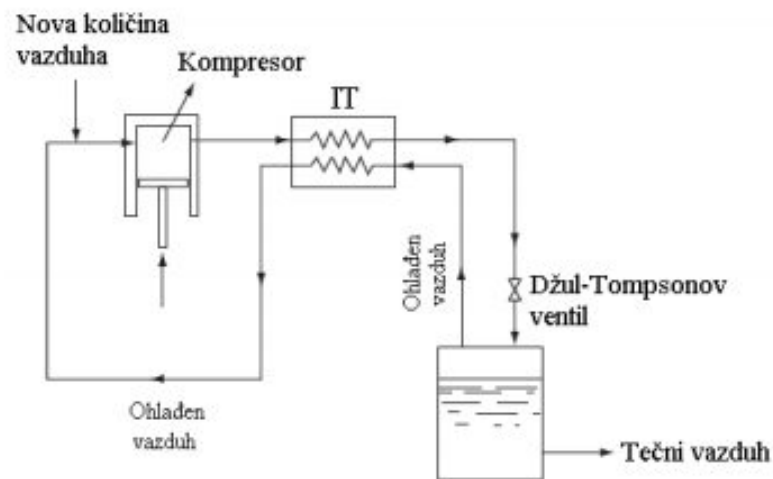
Табела 2.2 Елементарни састав ваздуха¹⁴

Компонента	Концентрација	Тачка кључања (°C)
азотоксид	0.35 ppm	-88
ксенон	0.1 ppm	-108
криптон	1 ppm	-153
кисеоник	20.9%	-183
аргон	0.93%	-186
азот	78.1%	-196
неон	18 ppm	-246
водоник	0.5 ppm	-253
хелијум	5 ppm	-169

¹³Адсорпциони поступак се у литератури на енглеском језику назива Pressure Swing Adsorption (PSA), или дословно преведено адсорпциони поступак са наизменичном променом притиска (адсорпција и десорпција).

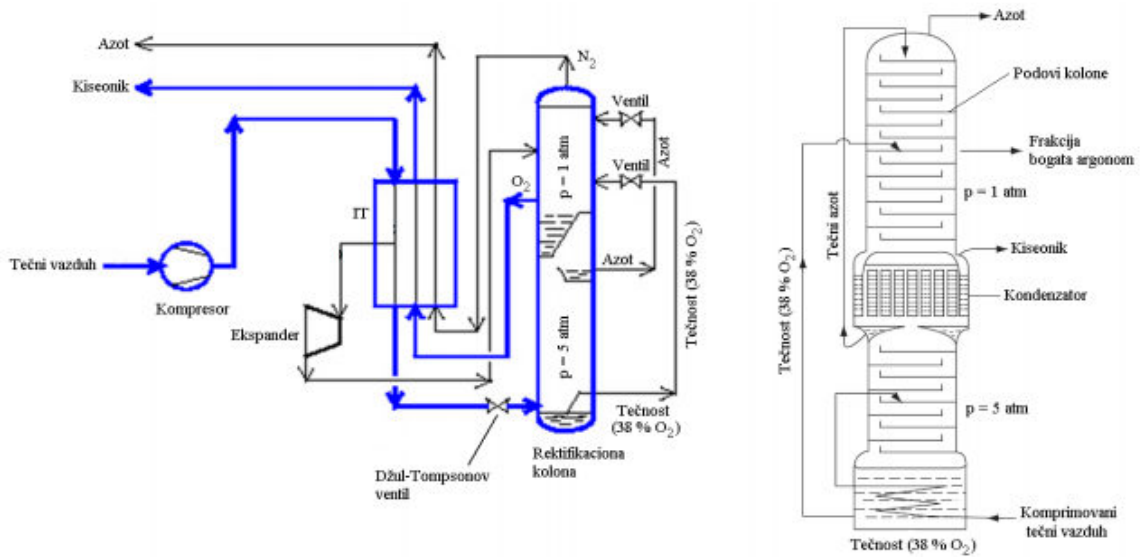
¹⁴ Табела преузета из референце [33].

Линдеов поступак. За превођење гаса у течно стање потребни су висок притисак и ниска температура. За хлађење гаса се користи Џул-Томпсонов ефекат, односно чињеница да се гасови при наглом адијабатском ширењу хладе. Ваздух се прво пречисти од угљен-диоксида, чађи и прашине, а затим се усисава у компресор где се сабија. Након тога се уводи у измењивач топлоте, а затим се нагло отпушта на нормалан притисак услед чега се хлади. Након неколико циклуса сабијања и ширења гаса, један део прелази у течно стање, а остатак се поново враћа у процес.



Слика 2.6 Линдеов поступак добијања течног ваздуха

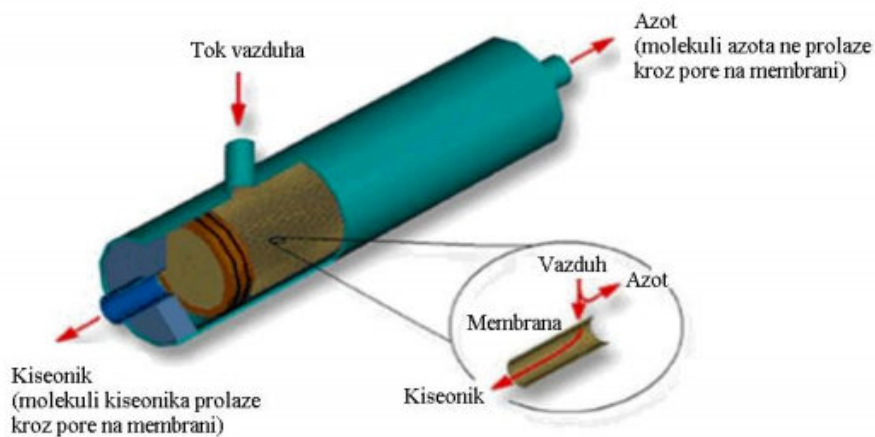
Ректификација течног ваздуха, односно добијање азота и кисеоника представља вишеструко поновљену фракциону дестилацију. Течни ваздух се уводи у колону (торањ) испуњену попречним материјалом (керамика, стакло итд.) где се дестилује, и на врху колоне где је температура најнижа сакупљају се најиспарљивији гасови (H_2), а на дну најтеже испарљиви (O_2). Из средине колоне се могу издвојити фракције које садрже највише аргона.



Слика 2.7 Ректификација течног ваздуха

2.6.2 Мембрански поступак (Молекуларна сита)

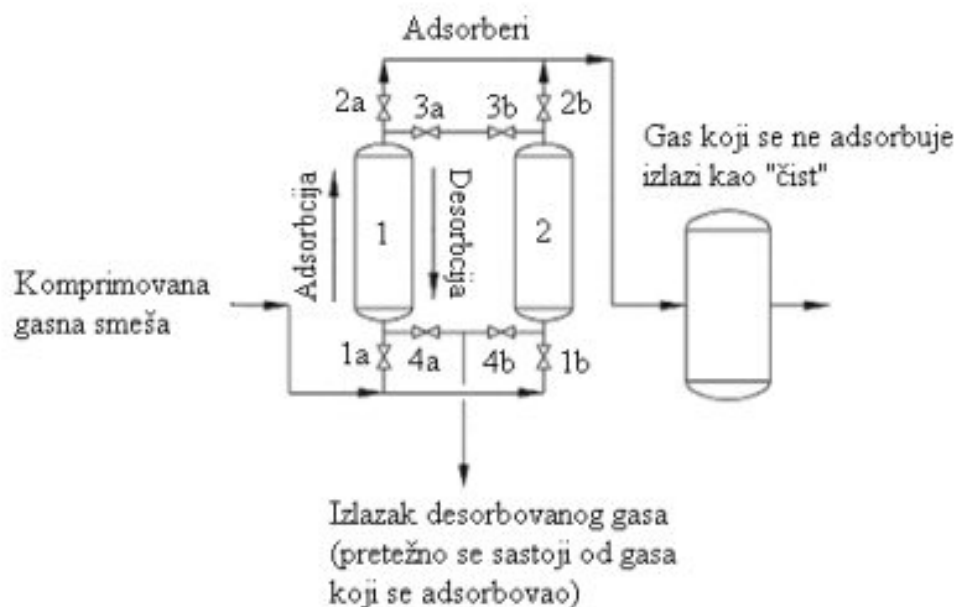
Овај поступак је заснован на селективном пропуштању молекула гаса (у зависности од величине) кроз поре мембрана. Овом методом се постиже мања чистоћа гаса, него код других поступака. Код обогаћивања ваздуха кисеоником најчешће се користе полимерске мембране.



Слика 2.8 Раздвајање азота и кисеоника из ваздуха мембранским поступком

2.6.3 Адсорпција са наизменичном променом притиска

PSA (адсорпција са наизменичном променом притиска). Метода се заснива на различитој величини молекула и различитој равнотежи адсорпције. Имамо два повезана торња за адсорпцију испуњена одговарајућим адсорбентом. У први торањ се уводи компримовани гас, врши се адсорпција, затим се неадсорбовани гас уводи у други торањ заједно са новом количином компримованог ваздуха. У том другом торњу се поново врши адсорпција, а за то време се у првом адсорбовани гас десорбује и одводи као чист. Неадсорбовани гас из другог торња се уводи у први заједно са новом количином компримованог гаса, при чему се процес на исти начин наизменично понавља.



Слика 2.9 PSA (адсорпција са изменом притиска)

2.6.4 Предности и мане поступака издвајања кисеоника

Упоредна анализа са предностима и манама, претходно објашњених процеса, дата је у табели 2.3. На основу тога може се рећи да сваки од поступака добијања чистог кисеоника има предности, односно мане. Који од поступака ће се применити за одређено постројење, зависи од много фактора, при чему се одлука доноси након детаљне техно-економске анализе.

Табела 2.3 Упоредна анализа методе добијања кисеоника

Процес	Предности	Недостатак
Криогена дестилација	<ul style="list-style-type: none">- Најмања потрошња електричне енергије по јединици производа- Производи гасове врло високе чистоће- Може се генерисати течни азот за складиштење на лицу места	<ul style="list-style-type: none">- Потребан велики простор за постројење- Високи трошкови капитала- Ограничена могућност промене капацитета у производњи- Дуго покретање и гашење процеса
Мембрански поступак (молекуларна сита)	<ul style="list-style-type: none">- Најнижа цена капитала- Брза инсталација и пуштање у рад- Лако се разликује чистоћа и проток гасова	<ul style="list-style-type: none">- Некономичан за услове када се захтева висока чистоћа гасова- Некономичан за случајеве када се захтева велика количина односно велики проток гасова- Захтева релативно велику количину електричне енергије по јединици азота
PSA (адсорпција са наизменичном променом притиска)	<ul style="list-style-type: none">- Ниска цена капитала односно опреме за уградњу- Исплатива производња азота за релативно велике капацитете- Брза инсталација и пуштање у рад система	<ul style="list-style-type: none">- Високи трошкови одржавања система- Гласан рад- Ограничена могућност промене капацитета у производњи

2.7 Начини увођења кисеоника у пећ

Кисеоник се у пећ уводи на следећа три начина:

- Директним увођењем обогаћеног ваздуха за сагоревање у ваздушни канал
- Директним удувавањем кисеоника у пећ помоћу посебног копља или млазница
- Употребом кисеоничких-горионика (као главних или помоћних горионика)

Директно увођење обогаћеног ваздуха за сагоревање у ваздушни канал је најстарија и широко коришћена техника. Предности овог поступка су једноставност и ниска улагања. Ефекти оваквог начина примена кисеоника су очигледни, чак и за мале количине обогаћивања (1-2%), и резултати су више температуре сагоревања, више температуре на плашту пећи, мања потрошња горива и повећање капацитета пећи. У експерименталним испитивањима која су спроведена приликом израде овог рада коришћен је поступак увођења кисеоника у ваздушни канал.

Кисеоник је успешно примењен у многим пећима и има много извештаја о ефектима његове примене у литератури. Специфичност сваке пећи у дугорочном раду и потреба за рационализацијом у потрошњи кисеоника и горива су били разлози за веома пажљиву експерименталну проверу ефеката пријављених у литератури пре сваке нове примене кисеоника у индустрији.

3. Модел за одређивање оптималног облика унутрашње површине рекуперативног размењивача топлоте

3.1 Поступак добијања магнезита

У Фабрици металног магнезијума „Бела Стена“ у Баљевцу на Ибру, магнезијум се добија по технолошком поступку „magnetherm“.

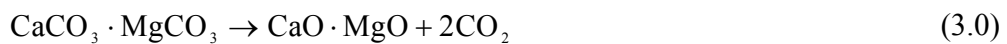
Постројење ротационе пећи за печење доломита (слика 3.1) састоји се од :

- система за храњење пећи
- ротационе пећи са погонском групом
- прихватног бункера за калцинисани материјал
- хладњака гасова
- врећастог филтра за пречишћавање димних гасова
- система за транспорт прашине
- вентилатора
- димњака

Сирови доломит је двојни карбонат ($\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$) са незнатним примесама мангана и гвожђа. У погону сепарације, сирови доломит се из прихватних бункера системом тракастих транспортера доводи у дробилично постројење. Након дробљења, доломит одлази на прање где се врши одстрањивање свих механичких нечистоћа. Очишћен доломит се пропушта кроз систем сита, чиме се добија доломит гранулације од 3 до 30 mm. Гранулисани доломит се до бункера изнад ротационе пећи допрема системом тракастих транспортера. Из бункера изнад ротационе пећи, доломит се механичким додавачима континуално уводи у пећ. Због ротирања и нагиба пећи, долази до лаганог кретања доломита уз истовремено мешање, при чему се доломит подиже са ротирајућим зидом до извесне висине, а онда пада кроз струју гасова. На свом путу кроз ротациону пећ, доломит пролази кроз неколико температурних зона.

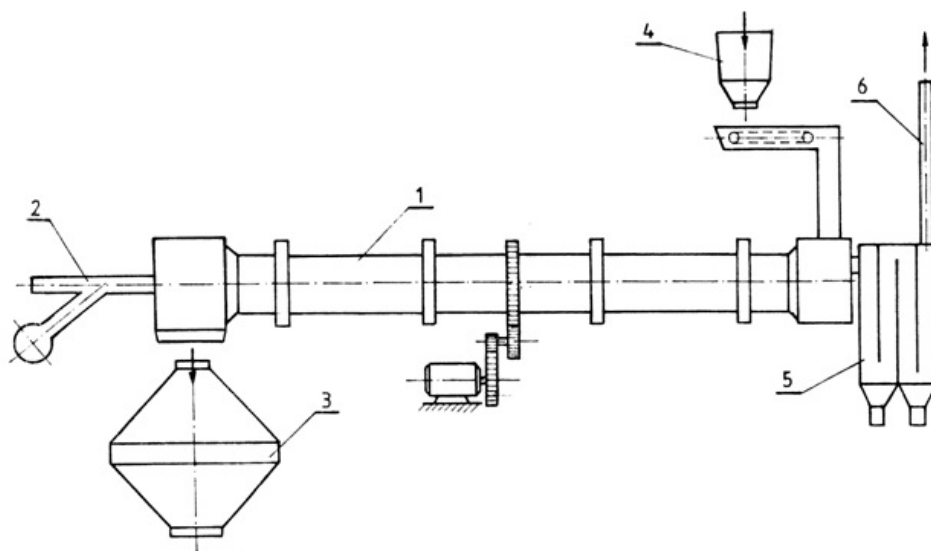
Гледано са вишег дела ротационе пећи, тј. дела где улази сирови доломит а излазе гасови и прашина, температурне зоне би се могле поделити на:

1. На дужини од око 20 m температуре у пећи се крећу од 100 до 400 °C и у том делу ротациона пећ је једним делом озидана ватросталним бетоном (дужина 3 m), а другим делом шамотном ватросталном облогом (дужина 17 m) и то је зона припреме. У овој зони на делу дужине од 3 m налазе се прво, тзв. „пераја”, а затим на дужини од 13 m кофице за дизање руде.
2. На следећих 40 m температура у ротационој пећи износи око 700 °C и у том делу пећ је озидана шамотном ватросталном опеком бољег квалитета и то је зона сушења.
3. На последњих 20 m температура у ротационој пећи је до 1300 °C. Пећ је озидана шамотном ватросталном опеком најбољег квалитета и то је зона калцинације. У овој зони одвија се главни процес, тј. калцинација доломита по следећој реакцији:



Поред CO₂ из доломита се издваја и влага која је присутна као механичка и хемијски везана.

Испод пећи за печење доломита налази се бункер за прихват калцинисаног материјала озидан шамотном опеком. Из бункера се калцинисани доломит до хале за редукцију преноси контејнерима озиданим шамотном ватросталном облогом. Технички подаци ротационе пећи дати су у табели 3.1.



Слика 3.1 Постројење за производњу калцината 1. Ротациона пећ 2. Горионик 3. Бункер за калцинат 4. Бункер за доломит 5. Електрофилтер 6. Димњак

Табела 3.1 Карактеристике ротационе пећи

Произвођач	FIVES CAIL - BABCOCK - FRANCUSKA
Спољашњи пречник пећи	2800 mm
Дужина пећи	80m
Нагиб пећи	3 %
Број обртаја	0.75 - 0.95 мин ⁻¹
Номинални капацитет	135 тона /на дан калцината
Капацитет пећи	9150 kg/h
Гориво	мазут

3.2 Списак мерних величина и опис мерних места

За одређивање карактеристика рада пећи, дат је списак мерних места који садржи називе мерних величина, мерне инструменте, попис мерних места, димензије, ознаке мерних величина и интервале читавања. Положај мерних места приказан је на слици 3.2.

Мерене величине су:

1. сировина
2. гориво
3. продукти сагоревања
4. калцинат
5. прашина

Мерно место бр.1 – ММ1

- 1.1 Масени проток сировине
Инструмент : Дозер вага , максимално оптерећење 500 kg
Интервал мерења : 1 h
- 1.2 Температура околине
Инструмент: Термoeлемент Chromel - Alumel
Опсег : 0-1000⁰C са термокомпензатором „Норма”

Мерно место бр.2 – ММ2

- 2.1 Састав гасовитих продуката сагоревања
Инструмент : Гасни анализатор , произвођач : TESTO 350XL
Опсег : 0-100%

2.2 Температура гасовитих продуката

Инструмент: Гасни анализатор , произвођач : TESTO 350XL
Опсег : 0-1000⁰C

Мерно место бр.3 – ММ3

3.1 Масени проток прашине

Инструмент : Техничка вага

Мерно место бр.4 – ММ4

4.1 Температура калцината

Инструмент: Termoelement Chromel – Alumel ”
Опсег :0-2000⁰C са термокомпензатором „Norma“

4.2 Масени проток калцината

Инструмент : Електронска погонска вага
Интервал читавања : Једном за време пуњења бункера

Мерно место бр.5 – ММ5

5.1 Потрошња горива (мазута)

Инструмент : Запремински протокомер

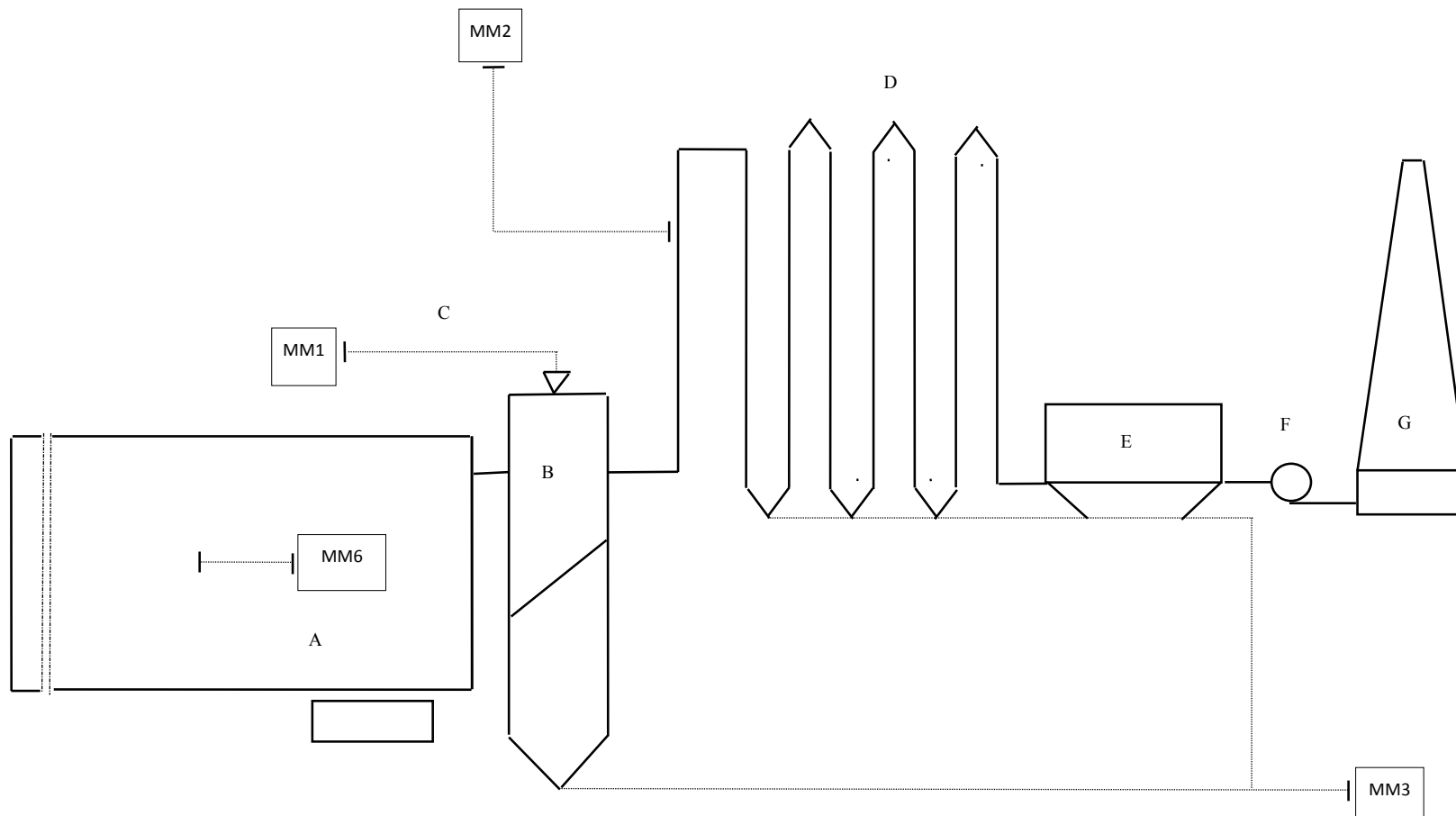
5.2 Температура загрејаног мазута

Инструмент : Termoelement Chromel - Alumel
Опсег : 0-1000⁰C са термокомпензатором “Norma”

Мерно место бр.6 – ММ6

6.1 Температура на површини плашта пећи

Инструмент : Оптички пирометар , опсег : 0 - 900 ⁰C



Слика 3.2 Преглед мерних места на производној линији за калцинацију доломита

3.3 Вредности измерених величина

Вредности измерених величина дате су табелама 3.2, 3.3 и 3.4. Пећ је у току мерења температуре била подељена на 24 сегмента. У табели 3.3 дате су средње вредности температура на плашту пећи по сегментима. У табели 3.4 дате су средње вредности температура на плашту пећи по сегментима за ваздух обогаћен кисеоником у процентима од 22%, 23% и 24%. Код мерења температура на плашту пећи код које се сагорева ваздух обогаћен кисеоником мерења су вршена само на сегментима од 1 – 13.

Табела 3.2 Вредности измерених величина

Мерно место	Назив	Димензија	Средња вредност
ММ 1.1	Масени проток сировине	kg/h	9000
ММ 1.2	Температура околине	°C	8
ММ 2.1	Састав продуката сагоревања	O ₂	4,73
		CO ₂	25,56
ММ 2.2	Температура продиката сагоревања	°C	343
ММ 3	Масени проток прашине	kg/h	315
ММ 4.1	Температура калцината	°C	995,6
ММ 4.2	Масени проток калцината	kg/h	4399
ММ 5.1	Потрошња горива	l/h	948,3
ММ 5.2	Температура мазута	°C	130
Састав влажног гаса у димној комори – измерене вредности			
Назив		kg/kg _{cl}	mN ³ /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 3.3 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 температура	°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 температура	°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 температура	°C	152	144	141	138	136	124	113	103

Табела 3.4 Средње вредности температура на плашту ротационе пећи при одређеном проценту обогаћења ваздуха кисеоником

Сегмент	Дужина (m)	Средње температуре (°C) у зависности од % 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
14	4,35	181	181	181
15	5,3	173	173	173
16	5,3	161	161	161
17	7,2	152	152	152
18	4,2	144	144	144
19	5,25	141	141	141

20	5,2	138	138	138
21	6,4	136	136	136
22	2,25	124	124	124
23	3,4	113	113	113
24	3	103	103	103

3.4 Опис процеса рада пећи

Ротациона пећ, за коју је предложена примена испитиваног рекуператора топлоте, шематски је приказана на слици 3.3 и има следеће карактеристике: дужину 80 метара, спољни пречника од 2,8 метара, брзину ротације пећи од 0.75-0.95 обртаја/минут. Ротациона пећ је део система за производњу магнезијума. Излазни капацитет пећи је 135 тона/дан жареног (CaO·MgO), измерена потрошња горива износи 948,31/h мазута. Карактеристике горива (мазута) дате су у табели 3.5. Улазни материјал у ротациону пећ је доломит (CaCO₃·MgCO₃). Нагиб пећи је 3% при чему брзина ротирања омогућава супротносмерно кретање материјала (доломита) и продуката сагоревања унутар пећи. Ради смањења потрошње енергије у даљем процесу производње магнезијума потребно је да произведени калцинат на излазу из пећи буде што топлији.

3.5 Системи за коришћење отпадне топлоте ротационе пећи¹⁵

Ротационе пећи се често користе у системима за производњу разних материјала као што су: цемент, креч, глинаца, ватростални материјали, магнезијум итд. Тренутно, постоје две врсте активности које унапређују ову технологију :

а) једна развија нове типове ротационих пећи које користе соларну енергију као што је представљено у референци[1]

б) други побољшавају енергетску ефикасност постојећих система

У побољшању енергетске ефикасности постојећих система значајну улогу има смањење губитка у околину са плашта ротационих пећи. У индустрији цемента, овај губитак чини 8-15% од укупног уноса топлоте [2], док је у производњи магнезита овај губитак нешто већи. Chakrabarti [3] је добио да је овај губитак 24,8% од укупног уноса топлоте за ротационе пећи смештене у затвореним халама и 34,7% од укупног уноса топлоте за ротационе пећи на отвореном. Међу факторима који утичу на овај губитак

¹⁵У овом поглављу су делови рада објављеног под називом Recuperator for waste heat recovery from rotary kilns, Vladan Karamarković, Miljan Marašević, Rade Karamarković, Miodrag Karamarković, Applied Thermal Engineering, Volume 54, Issue 2, 30 May 2013, Pages 470–480, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.02.027

топлоте су: карактеристике технолошког процеса који се одвија унутар пећи, расподела температуре, термичка стабилност и отпорност ватросталне облоге унутар пећи, услови околине на локацији где је смештена пећ, димензије пећи, термичке карактеристике спољашњег изолационог слоја и ротациона брзина.

Губитак топлоте у ротационим пећима смањује се коришћењем размењивача топлоте [2,4] или употребом стационарних изолационих екрана око пећи [5,6]. Размењивачи топлоте су део секундарне спољне облоге нпр. у [2,4], и обично се користе за загревање воде у системима централног или даљинског грејања. *Caputo* и остали [2] користе губитак топлоте са плашта ротационе пећи за техничку и економску оптимизацију размењивача топлоте. У истом раду одређен је и оптимални радијус система даљинског грејања за који је систем коришћења отпадне топлоте са плашта пећи профитабилан. У [4] аутори анализирају, коришћењем енергијске и ексергијске анализе, коришћење измењивача топлоте у систему даљинског грејања која делимично задовољава топлотно оптерећење од 678 станова у близини фабрике цемента. У оба наведена примера, аутори су се сложили да губитак топлоте треба одржавати стабилним како се не би угрозили технолошки параметри процеса калцинације. Ови параметри се неће променити ако је топлота која се одузима са плашта пећи једнака топлотном губитку у околину ротационе пећи. За правилно функционисање ротационе пећи, потребно је спречити прегревавање њене спољне површине. Ово се обично постиже употребом спољашњих дуваљки, на пример у [2]. Из истог разлога то је био и мотив аутора у [5,6] да предвиде прозоре за посматрање на секундарном изолационом делу. Прегревавање плашта ротационе пећи и нарушавање технолошког процеса је основна примедба корисника код коришћења оваквих система.

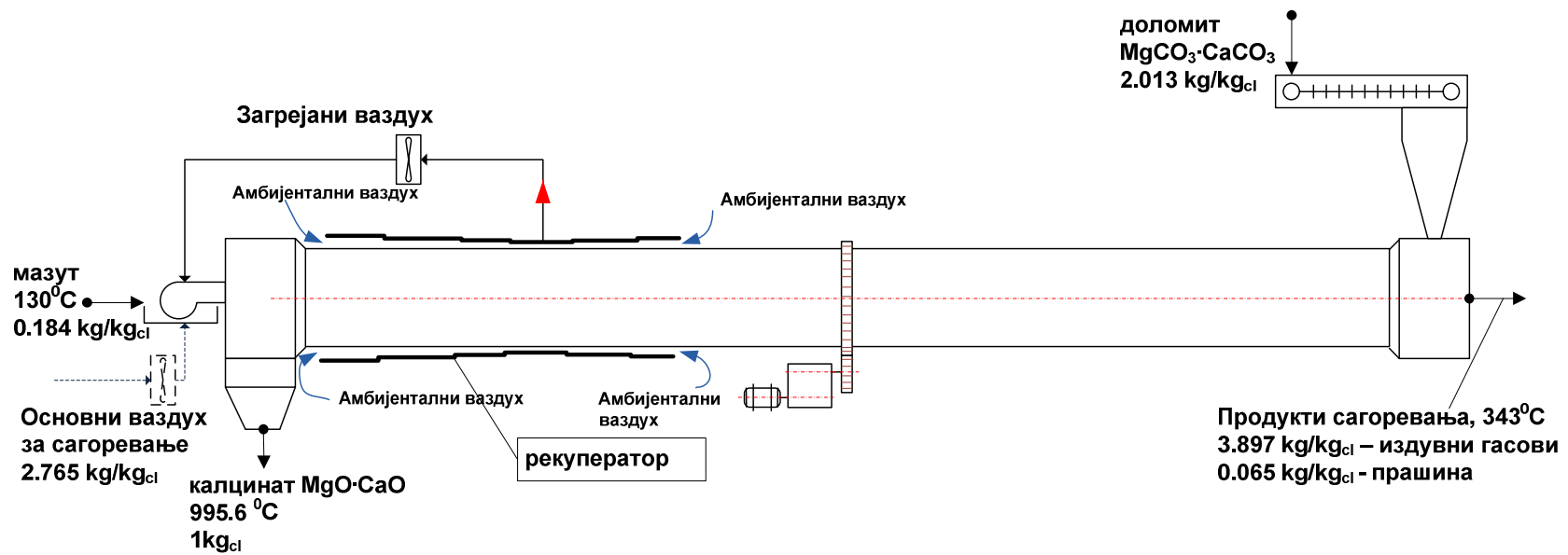
Као што је већ речено ротациона пећ се користи за калцинацију доломита у фабрици за производњу магнезијума. Захтев да се искористи целокупан губитак топлоте, зрачењем и конвекцијом, током целе године био је повод да се топлота која се губи са плашта пећи искористи за загревање ваздуха који се користи за сагоревање горива у пећи. На слици 3.3 илустрована је основна идеја предложеног решења. У првом делу ротационе пећи (у зони калцинације), где су површинске температуре највише, предвиђено је постављање рекуператора топлоте који би загревао ваздух, и за загревање користио ону количину топлоте коју би ротациона пећ предала околини у случају непостојања рекуператора. Ваздух који улази у рекуператор са обе стране ротационе пећи, кроз формиран прстенасти отвор, вентилатором се загрејан транспортује према систему за сагоревање горива унутар пећи.

На слици 3.4 дата је конструкција размењивача топлоте (рекуператора). Систем се састоји се од два централно постављена цилиндра који држе рекуператор у сталном контакту константном силом (5). На местима контаката користе се заптивни материјали. Спољашња површина рекуператора изолована је минералном вуном (2). Удаљеност између полуцилиндара је дефинисана регулисањем завртња (1) причвршћених по дужини рекуператора. Околни ваздух улази са фронталне стране у прстен формиран између спољашње површине пећи (4) и унутрашње површине рекуператора (3). Вентилатор (9) изводи загрејан ваздух из рекуператора на месту где је површинска температура плашта

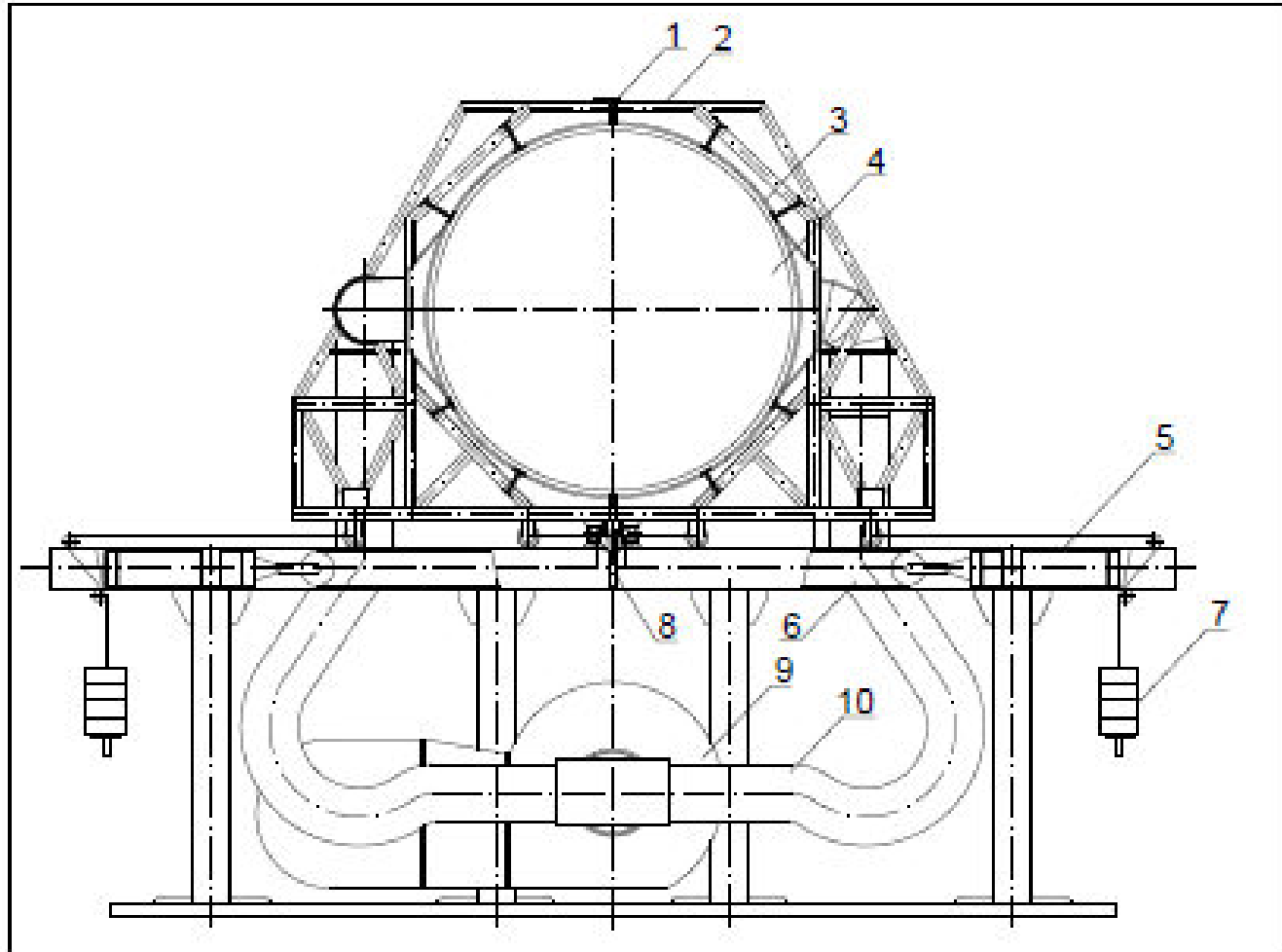
пећи највиша, преко изолованог флексибилног канала (10). Полуцилиндри који држе поклопце су постављени на хоризонталне шине (8) преко металних точкова. У случају инспекције, одржавања или квара, рекуператор се отвара преко хидрауличних цилиндара (5) услед гравитационе силе која делује на металне тегове који се налазе на оба полуцилиндра (7).

У поређењу са решењима где се губитак топлоте са плашта ротационе пећи користи за загревање воде [2,4], ово решење омогућава коришћење целокупног топлотног губитка: зрачењем и конвекцијом. Ово једноставно и релативно јефтино решење омогућава коришћење топлотних губитака током целе године, уз спречавање прегревања и нормалан рад ротационе пећи према предвиђеним технолошким параметрима. Рекуператор се примењује само у једном делу пећи (види слику 3.3), где су површинске температуре на плашту пећи највише. У овој зони, где се унутар пећи одвијају реакције калцинације, неколико секција рекуператора може се разликовати у зависности од површинске температуре. Математички модел који даје геометрију рекуператора, омогућава да ваздух струји кроз њега при чему се у сваком од ових делова одузима топлота једнака топлотном губитку голе пећи. Други циљ овог поглавља рада је да оцени са аспекта I и II закона термодинамике предложено техничко решење. Због тога је решење анализирано коришћењем енергијске и ексергијске анализе¹⁶.

¹⁶Ексергијска анализа датог решења детаљно је урађена у наредном поглављу рада.



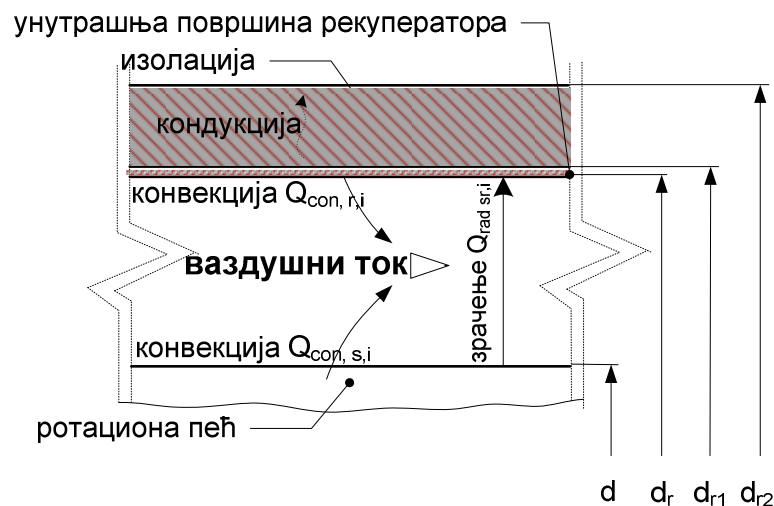
Слика 3.3 Шематски приказ ротационе пећи и рекуператора



Слика 3.4 Попречни пресек ротационе пећи и рекуператора

3.6 Математички модел

У наставку биће представљен модел на основу кога су одређене димензије рекуператора као и температура на унутрашњој површини рекуператора.



Слика 3.5 Модел за одређивање димензија рекуператора и температуре на рекуператору

Слика 3.6 приказује промену пречника рекуператора по сегментима, односно по дужини дела на коме је уграђен размењивач топлоте, при чему се може рећи да се загрејан ваздух издувава на средини рекуператора. Заправо, ваздух излази на делу ротационе пећи са највишом температуром. Ово има неколико предности:

- ваздух струји концентрично у односу на површину, односно хладан ваздух улази у зонама где је температура на површини сегмента најнижа и излази где је температура највиша. Оваква конфигурација смањује температурске разлике, што резултује смањењем неповратности у размењивачу топлоте
- није потребно заптивање на крајевима размењивача, односно на месу где ваздух улази у размењивач (рекуператор)
- проток ваздуха се може поделити на два једнака дела коришћењем жалузина на оба краја рекуператора

Како се температура на површини плашта пећи мења (у секторима од 4 до 10, видети у табели 3.5), а између рекуператора и плашта пећи струји константна количина ваздуха (преко сваког сегмента), и са плашта пећи одузима само топлота која би се предала околини, полупречник рекуператора на сваком сегменту се мења. Слика 3.5 показује принцип модела који се користи за израчунавање пречника рекуператора и температуре

загрејаног ваздуха. Користе се два енергетска биланса представљена једначинама (3.1) и (3.2):

$$\dot{Q}_{conv,s,i} + \dot{Q}_{convr,i} = \frac{\dot{m}_a}{2} c_{p,a} (t_{aout,i} - t_{ain,i}), \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{rad,sr,i} = \dot{Q}_{convr,i} + 0.03 \dot{Q}_{s,i}. \quad (3.2)$$

Једначина (3.1) је енергетски биланс у јединици времена за ваздух који струји кроз i -ти део рекуператора, при чему је $\dot{Q}_{conv,s,i}$ количина топлоте која се конвекцијом размени између плашта пећи и ваздуха за сагоревање, док је $\dot{Q}_{convr,i}$ количина топлоте која се конвекцијом размени између ваздуха и унутрашње површине рекуператора.

$\frac{\dot{m}_a}{2}$ је половина масеног протока ваздуха који се користи за сагоревање мазута у унутрашњости ротационе пећи. Проток ваздуха је подељен у две једнаке струје које улазе са оба краја рекуператора, а $t_{aout,i}$, $t_{ain,i}$ су температуре ваздуха на излазу и на улазу у i -ти део (односно сегмент) рекуператора. Графички приказ сегмената са улазним и излазним температурама ваздуха дат је на слици 3.6. Такође, код загревања ваздуха битно је нагласити следеће:

- $t_{a in,4} = t_{a in,10} = t_0$ температуре на улазу у рекуператор, односно температура на улазу у сегменте 4. и 10.
- $t_{a out,7.1} = t_{a out,7.2} = t_p$ температура загрејаног ваздуха на излазу из рекуператора, ова температура је такође излазна температура из сегмената 7.1 и 7.2

Једначина (3.2) представља енергетски биланс по јединици времена за унутрашњу површину рекуператора и на основу ње се може закључити да се енергија која се предаје зрачењем једним делом преноси на ваздух конвекцијом, а други део се предаје околинџи (провођењем кроз слојеве рекуператора). Треба нагласити да се на спољашњој страни рекуператора налази изолациони материјал. Дебљина изолације и спољашњи пречник рекуператора се одређује на основу усвојене вредности да се 3% од почетног губитка топлоте са плашта пећи губи кроз изолацију рекуператора ($0.03 \dot{Q}_{s,i}$ у једначини (3.2)). $\dot{Q}_{s,i}$ је укупан топлотни губитак на i -том делу плашта ротационе пећи који је једнак почетном топлотном губитку из i -тог дела ротационе пећи без рекуператора и одређује се по формули:

$$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{conv,s,i} + \dot{Q}_{rad,sr,i}. \quad (3.3)$$

где су:

- $\dot{Q}_{conv,s,i}$ је количина топлоте у јединици времена која се конвекцијом предаје са i -тог сегмента ваздуху који струји кроз прстенасти канал рекуператора,
- $\dot{Q}_{rad,sr,i}$ је количина топлоте у јединици времена која се зрачењем предаје са спољне стране пећи на унутрашњу страну рекуператора на i -том сегменту рекуператора.

Количина топлоте у јединици времена који се зрачењем предаје са спољне површине пећи на унутрашњу површину рекуператора одређује се за случај две концентричне цеви [13]:

$$\dot{Q}_{radsr,i} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_{s,i}} + \frac{A_{s,i}}{A_{r,i}} \left(\frac{1}{\varepsilon_{r,i}} - 1 \right)} A_{s,i} (T_{s,i}^4 - T_{r,i}^4), \quad (3.4)$$

где су:

- $\varepsilon_{s,i} = \varepsilon_{r,i} = 0.8$ степени емисивности површина пећи и рекуператора преузетих из [3]
- $T_{s,i}, T_{r,i}$ - температуре на i -тим деловима пећи и рекуператора
- $A_{s,i}, A_{r,i}$ - површине на i -тим деловима пећи и рекуператора

Модел дат у референци [26] који дефинише пренос топлоте у концентричним прстенастим каналима при потпуно развијеном турбулентом струјању, одређује пренос топлоте конвекцијом на i -тим деловима пећи $\dot{Q}_{conv,s,i}$ и рекуператора $\dot{Q}_{conv,r,i}$. У моделу, бездимензиони бројеви за i -тидео рекуператора $Nu_i = \frac{\alpha_i d_{h,i}}{\lambda}$, $Re_i = \frac{w_i d_{h,i}}{\nu}$ одређује се коришћењем хидрауличног пречника датог у следећој једначини:

$$d_{h,i} = d_{r,i} - d, \quad (3.5)$$

где су:

- $d_{r,i}$ - унутрашњи пречник i -том дела рекуператора
- d - спољни пречник ротационе пећи

Потребно је напоменути да се физичке особине односе на средње температуре ваздуха у рекуператору.

$$t_{a,m} = (t_0 + t_p)/2, \quad (3.6)$$

где су:

- t_0 - температура околног ваздуха
- t_p - температура загрејаног ваздуха

За потпуно развијено турбулентно струјање потребно је $Re > 10^4$, тада се за концентричне прстенасте канале користе модификоване једначине Петукхова и Кирилова [27] (као што је наведено у [26]):

$$Nu_{m,i} = \frac{(\xi_{ann,i}/8) \cdot Re_i \cdot Pr_i}{k_{1,i} + 12.7 \cdot \sqrt{\xi_{ann,i}/8} \cdot (Pr_i^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{h,i}}{l_i} \right)^{2/3} \right] \cdot F_{ann,i}, \quad (3.7)$$

при чему је:

$$k_{1,i} = 1,07 + \frac{900}{Re_i} - \frac{0,63}{(1 + 10 \cdot Pr_i)}. \quad (3.8)$$

Фактор трења ξ_{ann} зависи од односа $a_i = d/d_{r,i}$ и одређује [26] се као:

$$\xi_{ann,i} = (1,8 \cdot \log_{10}(R_{e,i}^*) - 1,5)^{-2}, \quad (3.9)$$

при чему је:

$$R_{e,i}^* = R_{e,i} \cdot \frac{[1+a_i^2] \cdot \ln a_i + [1-a_i^2]}{[1-a_i^2] \cdot \ln a_i}. \quad (3.10)$$

За гранични услов „пренос топлоте на унутрашњем зиду, спољни зид изолован“, која важи за испитивани рекуператор, $F_{ann,i}$ у једначини (3.7) се одређује из [26]:

$$F_{ann,i} = 0,75 \cdot a_i^{-0.17} \quad (3.11)$$

Једначина (3.7) којом се одређује Нуселтов број се модификује коришћењем следећег корекционог фактора који узима у обзир варијацију температура [26]:

$$K_i = \left(\frac{T_{a,m,i}}{T_{r,i}} \right)^{0.45} \quad (3.12)$$

Представљени модел омогућава одређивање температуре предгревања ваздуха, температура на унутрашњој површини зида рекуператора и пречник сваког дела рекуператора. Да би се проценио утицај рекуператора на ексергијску ефикасност ротационе пећи, температура на спољашњој површини i -тог дела рекуператора одређује се по [13]:

$$0.03 \dot{Q}_{s,i} = \frac{T_{r2,i} - T_0}{\frac{1}{2\pi\lambda_{steel}} \ln \frac{d_{r1,i}}{d_{r,i}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{insulation}} \ln \frac{d_{r2,i}}{d_{r1,i}}}. \quad (3.13)$$

То је добро позната једначина за једнодимензионално стационарно провођење топлоте кроз зид цеви, у којој су $\lambda_{steel} = 48 \text{ W/mK}$ и $\lambda_{insulation} = 0.041 \text{ W/mK}$ [28] вредности коефицијената термичке проводности челичног омотача рекуператора и топлотне изолације (минерална вуна) која се поставља на рекуператор. Добијени пречници у једначина (3.5 и 3.13) су представљени на слици 3-6. У једначини (3.13) се користи већ поменута чињеница да се 3% од почетног топлотног губитка са плашта голе ротационе пећи преноси на околину кроз изолацију рекуператора.

3.7 Степенасти систем унутрашње површине рекуператора

3.7.1 Материјални и топлотни биланс

Материјални, топлотни и ексергијски биланс ротационе пећи сведен је по 1 kg произведеног калцината (ознака kg_{cl}). Материјални и топлотни биланс се добија комбиновањем просечних измерених вредности и прорачунатих вредности одређених на основу следећих претпоставки да:

- пећ ради у условима стабилног стања
- се састав горива, дат у табели 3.5 не мења током времена
- је просечна улазна температура мазута $130\text{ }^{\circ}\text{C}$
- температура доломита на улазу у пећ просечно износи $8\text{ }^{\circ}\text{C}$
- температура излазног калцината из пећи просечно износи $995,6\text{ }^{\circ}\text{C}$
- се састав доломита не мења током времена, при чему је одређено да је $x_{\text{CaO}}=0.576$ и $x_{\text{MgO}}=0.408$
- су измерене температуре на површини плашта пећи на одговарајућим сегментима непроменљиве
- је просечна температура околине $8\text{ }^{\circ}\text{C}$
- су све гасовите компоненте продуката сагоревања идеални гасови. Просечна вредност специфичних топлотних капацитета при константном притиску [8] и запремински састав продукта сагоревања, као и њихова температура и енталпија приказани су у табели 3.8
- се прашина, чија је просечна температура $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, састоји од доломита $0.060\text{ kg/kg}_{\text{cl}}$ и калцината $0.005\text{ kg/kg}_{\text{cl}}$

Табела 3.5 Физичке особине горива са елементарним саставом

Физичке особине		Елементарни састав горива wt%	
LHV – доња топлотна моћ	40410 kJ/kg	C	84.58
Специфични топлотни капацитет [7]	1.717 kJ/kgK	H	11.10
Густина горива	853 kg/m ³	N+O	0.60
		S	0.72
		W	3.00

На слици 3.3 могу се видети елементи материјалног биланса. Ови подаци се користе за утврђивање топлотног биланса приказаног у табели 3.9. Сматра се да референтна енталпија има вредност нула на температури 0°C . Табела 3.6 приказује једначине и податке коришћене при изради материјалног и топлотног биланса.

Табела 3.6 Енергетске једначине биланса, са параметрима и термодинамичких особина пећи

$Q_1 = m_{HFO} \cdot LHV$	$m_{HFO} = 0.184 \text{ kg/kg}_{cl}$, $LHV = 40410 \text{ kJ/kg}$ (видети табелу 3-5)
$Q_2 = m_{HFO} \cdot c_{HFO} \cdot (t_{HFO} - 0)$	$c_{HFO} = 1.717 \text{ kJ/kg}$ (видети табелу 3-5), $t_{HFO} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$
$Q_3 = m_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_a - 0)$	$m_a = 2.765 \text{ kg/kg}_{cl}$, $c_{p,a} = 1.006 \text{ kJ/kg}$ [9], $t_a = 8 \text{ }^\circ\text{C}$
$Q_4 = m_d \cdot c_d \cdot (t_d - 0)$	$m_d = 2.013 \text{ kg/kg}_{cl}$, $c_d = 0.92 \text{ kJ/kg}$ [10], $t_d = 8 \text{ }^\circ\text{C}$
Q_5 —видети табелу 3-7.	
$Q_6 = m_{cl} \cdot c_{cl} \cdot (t_{cl} - 0)$	$m_{cl} = 1 \text{ kg}$, $c_{cl} = 1.008 \text{ kJ/kg}_k$, $t_{cl} = 995.6 \text{ }^\circ\text{C}$ $c_{CaO} = 0.7739 + 0.0002t - 7.2160 \cdot 10^{-8}t^2$, $c_{MgO} = 0.8736 + 0.0006t - 3.7538 \cdot 10^{-7}t^2 + 1.0131 \cdot 10^{-10}t^3$ [8].
$Q_7 = x_{CaO} \cdot \Delta H_{CaO} + x_{MgO} \cdot \Delta H_{MgO}$	$x_{CaO}=0,576$, $x_{MgO}=0,408$, $\Delta H_{CaO}=3177 \text{ kJ/kg}_{CaO}$, $\Delta H_{MgO}=2925 \text{ kJ/kg}_{CaO}$ [8]
$Q_8 = m_{dust} \cdot c_{dust} \cdot (t_{pr} - 0)$	$m_{dust} = 0.065 \text{ kg/s}$, $c_{dust} = 1.008 \text{ kJ/kg}_k$, $t_{dust} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$
$Q_9 = 0.005 \cdot Q_7$	
$Q_{10} = m_{H_2O,d} \cdot (r + c_{p,H_2O}(t_{pr} - t_d))$	$m_{H_2O,d} = 0.018 \text{ kg/kg}_{cl}$, $r = 2258 \text{ kJ/kg}$ [11]
$Q_{11} = \sum_{i=1}^4 Q_i - \sum_{i=5}^{10} Q_i$	
$\eta = (Q_6 + Q_7)/(Q_1 + Q_2)$	енергетска ефикасност пећи

Топлотни биланс показују да је енергетска ефикасност пећи 53,86%, јер се произведени калцинат користи у топлом стању у даљем технолошком поступку. То такође показује да губици топлоте у околину (са плашта пећи) и у излазним гасовима представљају главне изворе губитака пећи.

С обзиром на положај испитиване пећи, који није ни отворен ни затворен, због присуства зида са једне стране и друге ротационе пећи са друге стране испитиване пећи, топлотни биланс дат у табели 3.9 се користи и за израчунавање губитка топлоте кроз плашт пећи. Добијени губитак топлоте од 26.35% слаже се са подацима Chakrabarti [3] за исту врсту пећи.

У циљу аналитичке валидације топлотних губитака са плашта ротационе пећи извршено је одређивање топлотног губитка на делу пећи на ком је предвиђена уградња рекуператора топлоте. Из тог разлога, површина пећи је подељена на 24 сегмента (дела) у складу са својим просечним измереним температурама. Дужине ових сегмената и њихове просечне температуре су приказане у табели 3.7. Као што се из ове табеле види, температура се повећава у првих 12,06 m пећи са највећом вредношћу од 364 °C, а затим опада у смеру струјања гасовитих продуката. Измерене вредности се слажу са вредностима представљеним у литератури [2].

Рекуператор топлоте предвиђен је да се монтира у зони калцинације, где су температуре на површини плашта пећи највише, односно на сегментима од 4 до 9 у распону од 3,9 m до 19,35 m посматрано према укупној дужини пећи (видети табелу 3.7). Ови делови се узимају зато што је првих 3,9 m пећи стационарни део (види слику 3.3), који не дозвољава монтажу рекуператора топлоте, а након 19,35 m температура на плашту пећи нагло опада.

Табела 3.7 Аналитички добијени губитак топлоте у пећи. табела такође показује дужине деоница, њихове просечне површинске температура, укупне топлотне губитке (конвекција и зрачење), коефицијенте конвективног преноса топлоте, као и масовсени проток калцината

секција	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
дужина (m)	1	1.1	1.8	1.3	2	2.43	2.43	2.43	2.43	2.43	2.43	2.43
просечна температура (°C)	241	294	311	328	319	332	364	304	263	229	221	216
$\alpha_{s,i}$ (W/m ² K)	8.19	8.76	8.93	9.09	9.01	9.13	9.42	8.86	8.43	8.05	7.95	7.89
топлотни губитак $\dot{Q}_{s,i}$ (kW)	42.150	66.875	121.911	97.717	142.329	187.095	225.288	157.498	119.972	93.556	87.907	84.480
секција	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
дужина (m)	3.5	4.35	5.3	5.3	7.2	4.2	5.25	5.2	6.4	2.25	3.4	3
просечна температура (°C)	194	181	173	161	152	144	141	138	136	124	113	103
$\alpha_{s,i}$ (W/m ² K)	7.61	7.43	7.31	7.14	7.00	6.87	6.82	6.77	6.73	6.52	6.31	6.11
топлотни губитак $\dot{Q}_{s,i}$ (kW)	101.282	112.101	126.769	112.759	139.646	74.741	90.367	86.523	104.074	31.681	41.493	31.790
Масени проток калцината \dot{m}_{cl} (kg/s)	4399/3600 = 1.22											
Укупни топлотни губитак (kW и kJ/kg _{cl})	2480		2029.6									

Губитак топлоте конвекцијом одређује се по моделу представљеном у [12]. На основу тог модела усвојено је да се пренос топлоте обавља природном (слободном) конвекцијом по хоризонталној цилиндричној површини. У моделу се користе следеће једначине:

$$Nu_{s,i} = \left\{ 0,60 + 0,387 \left[Ra_{s,i} \cdot f_3(P_{r,s,i}) \right]^{1/6} \right\}^2 \quad (3.14)$$

$$f_3(P_r) = \left[1 + \left(\frac{0,559}{P_{r,s,i}} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (3.15)$$

$$Ra_{s,i} = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot (t_{A,i} - t_0)}{\nu \cdot \kappa} \quad (3.16)$$

$$Nu_{s,i} = \frac{\alpha_{s,i} l}{\lambda} \quad (3.17)$$

$$\dot{Q}_{conv} = \sum_{i=1}^{24} \dot{Q}_{conv,s,i} = \sum_{i=1}^{24} \alpha_{s,i} A_{s,i} (t_{s,i} - t_0) \quad (3.18)$$

Карактеристична дужина је спољни пречник пећи $l = 2.8$ m, и он се користи за израчунавање Нуселтовог Nu и Рајлајевог Ra броја. Функција $f_3(P_r)$ описује ефекат Прандтловог броја, који је преузет из [12]. Једначина (3.18) показује да је цео губитак конвекцијом збир губитака свих 24 сегмената пећи (видети табелу 3.7). Топлотни губитак зрачењем израчунава се на исти начин као у [13]:

$$\dot{Q}_{rad} = \sum_{i=1}^{24} \dot{Q}_{rad,s,i} = \sum_{i=1}^{24} \sigma \varepsilon A_{s,i} (T_{s,i}^4 - T_0^4), \quad (3.19)$$

где је $\varepsilon = 0.8$ [3] коефицијент емисије за оксидисану површину.

Табела 3.7 показује аналитички добијене губитке топлоте са плашта пећи према околини, који представља збир конвективног и губитака услед зрачења:

$$\dot{Q}_{11,a} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad}. \quad (3.20)$$

Табела 3.8 Енталпија и састав продуката сагоревања

Гас	Средњи специфични топлотни капацитет при константном притиску c_p (kJ/(m ³ ·°C)) [8]	Састав продуката сагоревања (m ³ _N /kg _k)
CO ₂	$1.6233 + 8.8373 \cdot 10^{-4} \cdot t - 3.4117 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 5.1156 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$	0.760
SO ₂	$1.7392 + 8.6734 \cdot 10^{-4} \cdot t - 4.5612 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 9.3331 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$	0.004
H ₂ O	$1.4864 + 1.9541 \cdot 10^{-4} \cdot t + 5.4782 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 - 1.6702 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$	0.261
N ₂	$1.2860 + 8.8706 \cdot 10^{-5} \cdot t + 2.4109 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 - 9.1475 \cdot 10^{-12} \cdot t^3$	1.702
O ₂	$1.2943 + 2.4487 \cdot 10^{-4} \cdot t - 7.2489 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 9.5706 \cdot 10^{-12} \cdot t^3$	0.041
Просечна температура продуката сагоревања на излазу из пећи (°C)		343
Енталпија продуката сагоревања (kJ/kg _e) $Q_5 = \sum_{i=1}^5 V_i c_{pi} \cdot t$		1423.78

Табела 3.9 Енергетски биланс ротационе пећи, без и са рекуператором

Енергетски токови и енергетски процеси трансформације	(kJ/kg _{cl})	%	(kJ/kg _{cl})	%
Улазна енергија	ротациона пећ		ротациона пећ са рекуператором	
Сагоревање горива (Q ₁) - LHV	7435.44	98.96	6543.04	87.71
Физичка топлота горива (Q ₂)	40.93	0.54	36.14	0.48
Физичка топлота ваздуха (Q ₃)	22.25	0.30	22.25+843.75	11.61
Физичка топлота сировине (Q ₄)	14.82	0.20	14.82	0.20
Укупно:	7513.44	100	7460.00	100.00
Изразна енергија				
Физичка топлота продуката (Q ₅)	1423.78	18.95	1370.33	20.71
Физичка топлота калцината (Q ₆)	1003.54	13.36	1003.54	15.17
Топлота декарбонизације (Q ₇)	3023.35	40.24	3023.35	45.70
Физичка топлота прашине (Q ₈)	19.66	0.26	19.66	0.30
Топлота декарбонизације прашине (Q ₉)	15.12	0.20	15.12	0.23
Топлота сушења сировине (Q ₁₀)	48.01	0.64	48.01	0.73
Укупан губитак топлоте у околину (кроз плашт пећи) (Q ₁₁)	1979.99	26.35	1136.24+843.75	17.17
Укупно:	7513.44	100	7460.00	100.00

Да би се аналитички добијени топлотни губитак, према поступку који је претходно наведен, могао упоредити са губитком добијеним из топлотног биланса приказаног у табели 3.9, потребно је добијени топлотни губитак $\dot{Q}_{11,a}$ свести по kg_{cl}. Топлотни губитак са плашта ротационе пећи добијен аналитичким поступком слаже се са вредношћу добијеном из енергетског биланса пећи. Разлика од 49,61 кJ / kg_{cl} јавља се због претпоставки које су изнете у претходном делу рада при одређивању топлотног и материјалног биланса. Настала разлика може се оправдати и поређењем топлотних биланаса утврђених код других аутора, нпр. 7,41% у [5], а 5,29% у [6].

3.7.2. Ротациона пећ са рекуператором

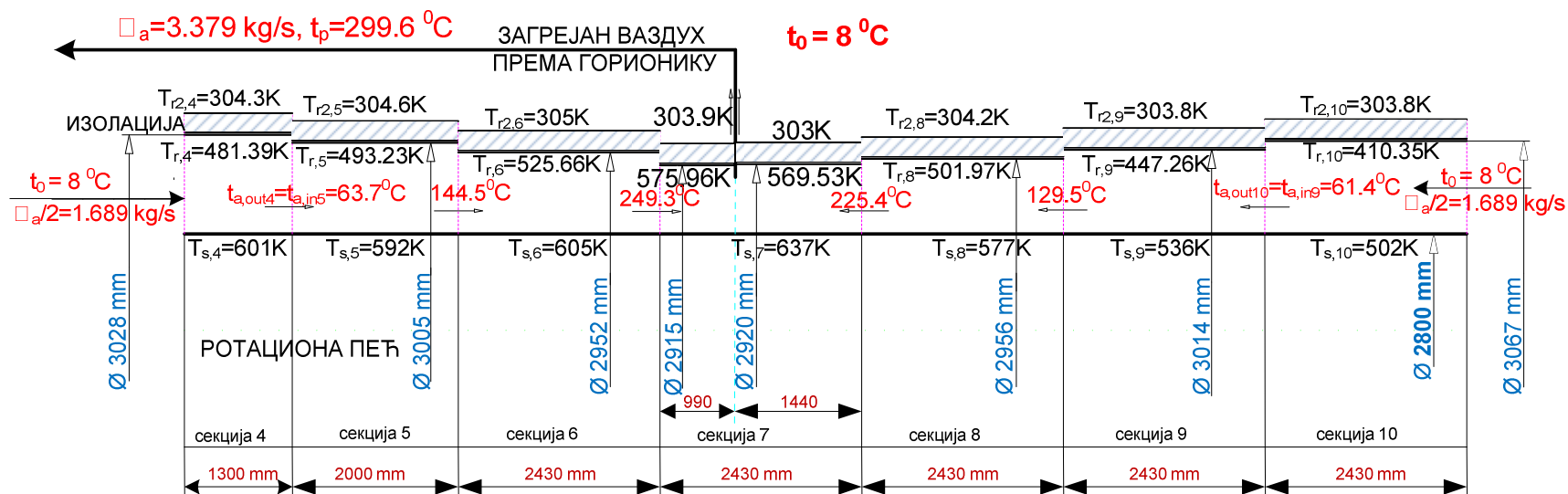
Утицај рекуператора на нормално функционисање ротационе пећи одређује се постављањем масеног, енергетског и ексергијског биланса ротационе пећи са рекуператором. Ови биланси су постављени коришћењем истих поступака објашњених у одељцима овог поглавља рада. Енергетским билансом пећи одређује се смањење потрошње горива:

$$m_{HFO}(LHV + c_{HFO}t_{HFO}) + m_a c_{p,a}(t_p - t_0) + Q_4 = \sum_{i=1}^5 V_i c_{pi} \cdot t_{pr} + \sum_{j=6}^{11} Q_j \quad (3.21)$$

Ова енергетска једначина је развијена под следећим претпоставкама:

- масени протоци и енталпије доломита, калцината и прашине остају непромењени
- масени проток горива се смањује, јер се део губитка топлоте у околину Q_{11} враћа у пећ као физичка топлота ваздуха $\dot{m}_a c_{p,a}(t_p - t_0)$, док температура предгревања горива остаје 130°C
- топлотни губитак са плашта ротационе пећи остаје једнак губитку топлоте пећи када рекуператор не постоји, тај губитак се користи за загревање ваздуха за сагоревање $\dot{m}_a c_{p,a}(t_p - t_0)$
- да би поједноставили прорачун, иста количина ваздуха за сагоревање се користи и за пећ без рекуператора. Претпостављајући претходно речено, коефицијент вишка ваздуха за сагоревање благо се повећава, али и даље је у границама које се препоручује за ову врсту горива. Количина ваздуха која се користи за сагоревање може лако бити смањена, али то би вероватно утицало на технолошке параметаре у ротационој пећи, као што су: пренос топлоте унутар пећи, губитак топлоте и површинске температуре на њеном плашту
- претпостављено је да је и после уградње рекуператора температура димног гаса на излазу из пећи 343°C . Ова претпоставка узрокује да се у прорачунима добија мања енталпија димног гаса код пећи са рекуператором; зато што у том случају мања количина продуката напушта пећ са истом температуром, као и у случају кад је нешто већа количина продуката напуштала пећ без рекуператора. Ова разлика је мала и једнака је разлици енергија уведених у пећ без и са рекуператором.
- пад притиска у рекуператору и потребна електрична енергија за рад вентилатора, који је приказан на слици 3.3 и 3.4, су занемарени

Резултати материјалног и топлотног биланса за систем ротационе пећи са рекуператором предствљен је у табели 3.9. Резултати примене наведеног модела дати су на слици 3.6.



Слика 3.6 Резултати примене модела за рекуперацију топлоте

Слика 3.6 шематски приказује геометрију и расподелу температура у рекуператору. Релативно мала промена пречника између сегмената рекуператора омогућава постепени прелаз (не степенаст као што је шематски приказано на слици) између њих.

Критеријуми коришћени за израчунавање дебљине изолације на рекуператору, која захтева да се 97% губитка топлоте са плашта пећи када не постоји рекуператор пренесе на загревање ваздуха за сагоревање, лако се остварује при чему су дебљине изолационог слоја по сегментима дате у следећој табели :

Табела 3.10 Дебљина изолације по сегментима рекуператора

Сегмент	4	5	6	7.1	7.2	8	9	10
Дебљина изолације (cm)	3,2	3,55	3,75	3,8	3,7	4	3,9	3,8

Сегмент 7 (видети слику 3.6) подељен је на два дела и то 7.1 и 7.2. Дужине ова два дела одређују се из услова једнакости температура обе струје на излазу из рекуператора. Предвиђена изолација и прорачуната дебљина омогућава да се израчунају температуре на спољашњој страни рекуператора које су приказане на слици 3.6, а та температура неопходна је за израчунавање ексергијских губитка топлоте која се губи преко рекуператора. У пракси није потребно уграђивати променљиву дебљину изолације. Вероватније је да ће се усвојити једна дебљина изолације која ће бити прихваћена за цео рекуператор. У том случају, једначину за пренос топлоте на спољашњој страни рекуператора треба додати у модел представљен у одељку 3.1, а члан $0.03 \dot{Q}_{s,i}$ на десној страни једначине (3.2) требало би заменити са десном страном једначине (3.20).

На основу наведеног модела добијена је температура предгревања ваздуха од $299,6^{\circ}\text{C}$. Примена загрејаног ваздуха смањује потрошњу мазута са 0.184 kg/kg_{cl} на 0.162 kg/kg_{cl} , односно за 12%. Смањење потрошње горива од 2731.6 l/дан осим економског има и еколошки значај због смањења емисија CO_2 и загађујућих материја (NO_x , CO , SO_2 , прашкасте материје).

Табела 3.9 показује енергетски биланс пећи са рекуператором. У табели, енталпија ваздуха за сагоревање загрејаног до 299.6°C износи 866 kJ/kg_{cl} . За пећ без и са рекуператором, разлика физичких топлота ваздуха за сагоревање једнака је смањењу топлотног губитка. Употреба рекуператора смањује губитак топлоте у околину за 42,61%. Примена рекуператора повећава енергетску ефикасност пећи за 7,35%.

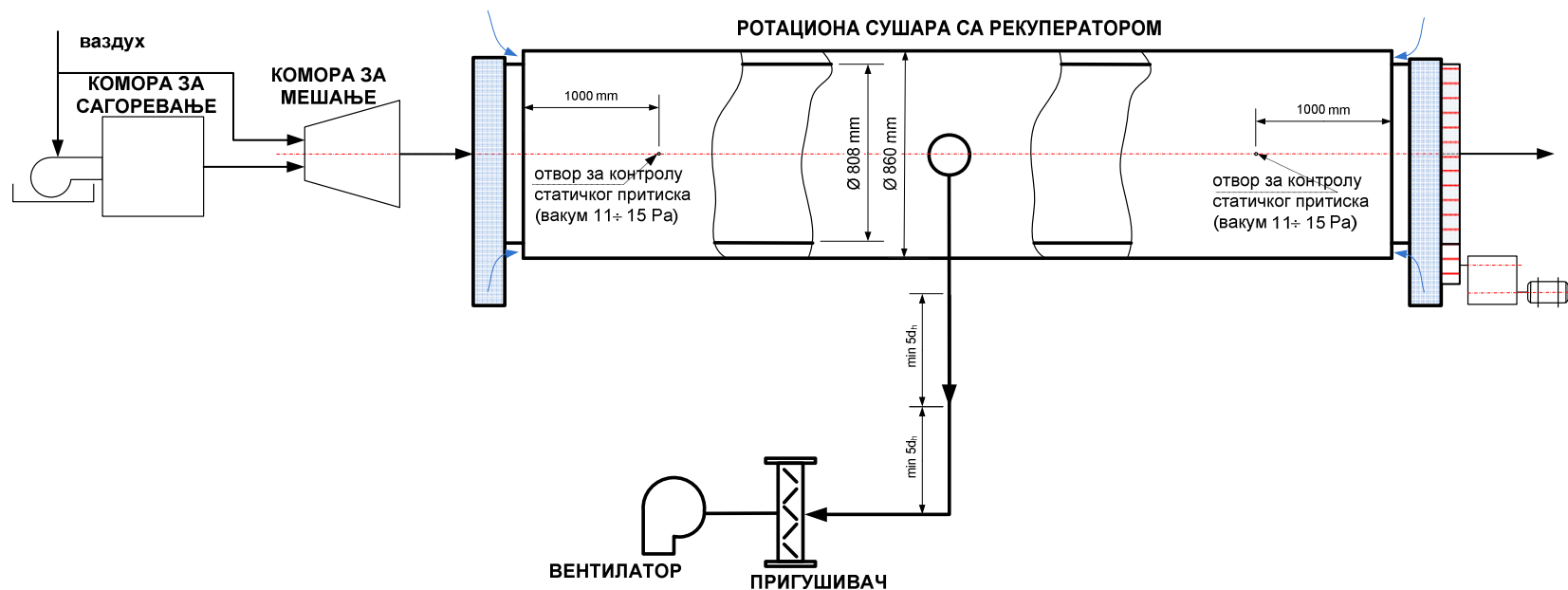
3.7.3 Валидација модела на ротационој сушари

Ради верификације аналитички добијених резултата, модел прстенастог рекуператора, којим се са плашта ротационе пећи узима топлота једнака топлотном губитку голе пећи, експериментално је проверен на полуиндустријској ротационој сушари спољњег пречника 0.808 m. Током експеримената сушара је била празна, а изолациони слој скинут са спољне стране да би се добиле температуре на површини плашта сличне измереним на испитиваној ротационој пећи. За разлику од предвиђеног рекуператора на ротационој пећи, експериментални рекуператор на сушари имао је сталан унутрашњи пречник од 0,86 m и био је прекривен слојем минералне вуне дебљине 0,06 m. Да би се задржала геометријска сличност са предложеним рекуператором, унутрашњи пречник експерименталног рекуператора је усвојен из опсега пречника који је приказан на слици 3.7. Једнакост брзина на плашту сушаре и ротационе пећи постигнута је подешавањем угаоне брзине сушаре од 2,8 обр/мин. Експеримент, чији су резултати и мерна опрема приказани на слици 3.7 односно табели 3.11, извршен је на следећи начин:

- (i) Да би се задовољиле сличности температурских поља ротационе пећи и модела, уклоњена је изолација са ротационе сушаре. Температура се дуж плашта ротационе сушаре мењала у опсегу од 287 °C до 271 °C, са температуром од 277 °C на њеној средини. У табели 3.11 могу се видети остале измерене величине: потрошња горива, састав и температура димних гасова. Губици топлоте у околину са плашта сушаре износили су 77,96 kW. Овај губитак је израчунат као разлика енталпија димних гасова на улазу и излазу из сушаре.
- (ii) У другој фази експеримента око ротационе сушаре постављен је рекуператор. Масени протоци горива и ваздуха одржавани су истим, као и у првој фази (i) када око сушаре није био постављен рекуператор. Проток ваздуха кроз рекуператор је регулисан применом вентилатора са фреквентном регулацијом. Када се температура димних гасова усталила и била приближно једнака 271 °C, као што је то било у (i), извршено је мерење протока ваздуха и температуре. За контролу једнакости протока ваздуха са једне и друге стране рекуператора, вршено је континуално мерење статичког притиска на растојањима један метар од крајева рекуператора. Разлика притисака у контролисаним тачкама се мењала у границама од ± 3 Pa, одакле се може закључити да су ваздушни протоци били врло слични, али не и идентични. Индиректно је мерен губитак топлоте из сушаре према околини и износио је 74,60 kW.
- (iii) Да би се 97% топлотног губитка са плашта ротационе сушаре, што износи 75,62 kW, пренело на ваздух, неопходно је по моделу да проток ваздуха и излазна температура из рекуператора имају вредности 2276 m³/h и 111.05 °C, при улазној температури ваздуха од 14,5 °C. Излазна температура је добијена као

просечна температура две струје ваздуха једнаких протока. Половина протока ваздуха, са дела плашта сушаре са вишом просечном температуром од 282 °C, је загрејана до температуре 114,1 °C, док је друга половина протока ваздуха, која струји преко дела плашта са нижом просечном температуром (273 °C) износила 108 °C. Осим геометријске, задовољена је и сличност Рејнолдсовог ($Re = 12259$) и Прантловог ($Pr=0.703$) броја, чије су се вредности налазиле у опсегу важења модела ($10^4 \leq Re \leq 10^6$, $0.6 \leq Pr \leq 1000$ [26]).

Рачунски добијене и измерене вредности су показале задовољавајуће слагање. Одступање се јавило због: грешака мерења и апроксимација коришћених при развоју модела.



Слика 3.7 Верификација модела на ротационој сушари

Табела 3.11 Мерна опрема и измерене и прорачунате вредности

Температуре димних гасова и састав		
Измерене вредности		Мерни уређај
O ₂	19,16 %	Testo 350 XL
SO ₂	41 ppm	Testo 350 XL
NO _x	4 ppm	Testo 350 XL
CO	0 ppm	Testo 350 XL
H ₂ O	1,22 %	Измерено кондензацијом и адсорбцијом
t	271,1 °C	Testo 350 XL
Израчунате вредности		
N ₂	78,52 %	одређују се на основу састава горива и ваздуха
CO ₂	1,35 %	одређују се на основу састава горива и ваздуха

3.7.4 Економска анализа

Табела 3.12 показује економску анализу предложеног систем за рекуперацију отпадне топлоте. У анализи, смањење потрошње горива је поређено са укупним трошковима система рекуперације. Укупни трошкови C_{tot} подељени су на:

- трошкове капитала C_{CA}
- годишње оперативне трошкове енергије C_E
- оперативне трошкове за одржавање и поправку C_S

Трошкови капитала C_{CA} састоје се од инвестиција за опрему и трошкова монтаже. У табели 3.12 дата је сума инвестиционих расхода за опрему (видети слике 3.3 и 3.4) : спољна цилиндрична љуска рекуператора, носећа конструкција, хидрауличне компоненте, електричне компоненте са системом аутоматске контроле, вентилатор, спојни канал рекуператора и горионика и термичка изолација система.

Годишњи оперативни трошкови енергије C_E укључују трошкове електричне енергије која се користи за рад вентилатора (видети слике 3.3 и 3.4). Годишњи оперативни трошкови енергије C_E не садрже трошкове електричне енергије који настају при раздвајању полуцилиндара од плашта (у случају када дође до нарушавања технолошких параметара пећи).

Остали оперативни трошкови C_S укључују трошкове одржавања и чишћења. На основу препорука (видети [29]), процена је да се ови трошкови крећу између 2% и 5% од укупних трошкова капитала. У овом случају претпостављено је да су остали оперативни трошкови C_S 4% од трошкова капитала.

У табели 3.12 може се видети да је анализирани систем веома профитабилан, са простим периодом отплате краћим од 6 месеци. На овако кратак период отплате утичу: једноставан дизајн рекуператора и велики годишњи приход од уштеде горива. Примена рекуператора омогућава годишњи финансијски приход у износу од 455.592,00 €/год, а резултат је:

- уштеда енергије која се остварује смањењем потрошње горива за 12%, односно уштедом горива за 804.2 t/год
- високе цене горива
- велики број радних сати годишње

Табела 3.12 Економска анализа са детаљима предложеног система за рекуперацију

трошкови	опис обрачуна	
капитална инвестиција C_{CA} (€)	191350	Све механичке и хидрауличке компоненте и опрема 135500 €, електро опрема и аутоматско управљање 27400 €, трошкови монтаже са грађевинским радовима 28450 €.
енергија C_E (€/year)	5713	$C_E = P_{FAN}\tau C_{EL}$, где је: $P_{FAN} = 13.8 kW$, $\tau = 345 \text{ дана} \cdot 24 h/\text{дан}$, $C_{EL} = 0.05 €/kWh$ просечна вредност за Српско тржиште.
остали оперативни трошкови C_S (€/year)	7654	$C_S = 4\% \cdot C_{CA}$
Укупни трошкови	204717	$C_{tot} = C_{CA} + C_E + C_S$
приход		
смањење потрошње горива $R_{\Delta HFO}$ (€/year)	455592	$R_{\Delta HFO} = \dot{m}_{cl}\Delta m_{HFO}\tau C_{HFO}$, где је: $\dot{m}_{cl} = 4399 kg/h$, $\Delta m_{HFO} = 12\% \cdot 0.184 kg/kg_{cl}$, $C_{HFO} = 0.566 €/kWh$ [30]
прост период отплате инвестиције	0.449 године = 5.4 месеца	

3.8 Развијени програм за одређивање унутрашњих димензија рекуператора

У претходном поглављу представљен је модел и поступак за одређивање материјалног и топлотног биланса ротационе пећи. На основу модела одређени су потребни параметри рекуператора, температуре на унутрашњој и спољашњој површини и димензије рекуператора за сваки сегмент. Прорачуни за овакве моделе су доста захтевни, пре свега због великог броја итерација које је потребно урадити јер математички не постоји једнозначна релација која одређује све параметре појединачно.

За једноставније прорачунавање овог модела развијен је посебан програм у програмском пакету MATLAB који одређује димензије рекуператора и температуре на унутрашњој и спољашњој површини рекуператора. Програм је у могућности да плашт пећи дели на једнаке и краће сегменте тако да је могуће добити криву промене пречника рекуператора. Тиме је унапређен прорачун који се до сада користио. Иако ће се у пракси израђивати рекуператори са степенастим прелазима, програм даје могућности детаљне анализе свих параметара. На слици 3.8 дата је улазна поставка програма, док је у прилогу овог рада дат програмски код. На основу израђеног програма одређени су у даљем делу рада параметри рекуператора када се за сагоревање горива у ротационој пећи користи ваздух са повећаним процентом кисеоника.

Коришћење развијеног програма није ограничено само на испитивану ротациону пећ, већ се може користити за било коју ротациону цилиндричну површину (пећ, пиролизатор...).

Proracun rekuperatora peci

Proracun precnika plasta rekuperatora peci za kalcifikaciju

Temperatura okoline [C]: Precnik plasta rekuperatora [m]:
 Maseni protok [kg/s]: Duzina rekuperatora [m]:
 Broj elementarnih delova rekuperatora:

Temperaturno polje

Definicija toplotnog polja

$$t = 321.99772 + 7.18033 x + 6.71522 x^2 + 1.84127 x^3 + 0.17576 x^4 + 0.00525 x^5$$

Слика 3.8 Улазна поставка програма

3.9 Материјални и топлотни биланс пећи при сагоревању са ваздухом обогаћеним кисеоником

У претходном делу рада приказани су резултати и спроведена је анализа и моделирање за случај када се за сагоревање мазута у ротационој пећи користи ваздух (21% O₂). Као што је већ речено, на ротационој пећи за калцинацију доломита извршена су и мерења када се за сагоревање горива користио ваздух обогаћен кисеоником. Како је у претходном поглављу дато, ваздух се обогаћује кисеоником на два начина: еквивалентним или додатним обогаћивањем. У овом случају вршено је еквивалентно обогаћивање ваздуха кисеоником у распону од 22% до 24% кисеоника и ваздуху. У наредним табелама представљени су добијени прорачунски подаци.

Табела 3.13 Материјални биланс пећи у односу на проценат обогаћења ваздуха кисеоником

	Масени протоци	O ₂ (%)			
	kg/kg _{cl}	21	22	23	24
Улазни токови	сировина	2,013	2,013	2,013	2,013
	гориво	0,184	0,184	0,184	0,184
	ваздух	2,765	2,593	2,481	2,377
	Укупно	4,962	4,790	4,678	4,574
Ислазни токови	калцинат	1	1	1	1
	продукти сагоревања	3,897	3,725	3,613	3,509
	прашина	0,065	0,065	0,065	0,065
	Укупно	4,962	4,790	4,678	4,574

Табела 3.14 Састав влажног гаса и температура на изласку из пећи у зависности од процента обогаћења ваздуха кисеоником

Састав влажног гаса	O ₂ (%) / температура продукта сагоревања					
	22% / 339 ⁰ C		23% / 336 ⁰ C		24% / 332 ⁰ C	
	kg/kg _{cl}	m _N ³ /kg _{cl}	kg/kg _{cl}	m _N ³ /kg _{cl}	kg/kg _{cl}	m _N ³ /kg _{cl}
CO _{2v}	1,491	0,760	1,491	0,760	1,491	0,760
O _{2v}	0,058	0,041	0,058	0,041	0,058	0,041
SO _{2v}	0,011	0,004	0,011	0,004	0,011	0,004
H ₂ O _v	0,209	0,260	0,209	0,260	0,209	0,260
N _{2v}	1,956	1,565	1,844	1,475	1,74	1,392
Укупно	3,725	2,629	3,613	2,540	3,509	2,456

Табела 3.15 Специфични топлотни капацитети продуката одређени на основу једначина из табеле 3.8

Састав влажног гаса	ср у зависности од температуре продуката		
	339	336	332
CO ₂	1,885670	1,883657	1,880965
SO ₂	1,984791	1,983011	1,980628
H ₂ O	1,558289	1,557609	1,556703
N ₂	1,318486	1,318180	1,317773
O ₂	1,369353	1,368756	1,367957

Табела 3.16 Енталпија продуката сагоревања у зависности од процената обогаћења ваздуха кисеоником

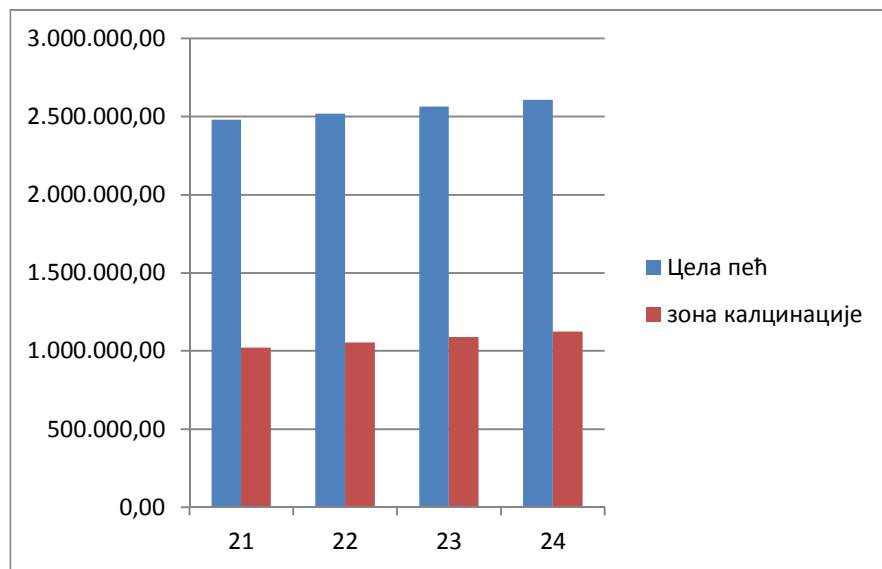
	O ₂ (%)		
	22	23	24
Енталпија продуката сагоревања kJ/kg cal	1343,90	1291,57	1238,83

Табела 3.17 Топлотни биланс пећи у зависности од процената обогаћења ваздуха кисеоником

Улазна енергија	O ₂ (%)	21		22		23		24	
		kJ/kgcal	%	kJ/kgcal	%	kJ/kgcal	%	kJ/kgcal	%
Сагоревање горива (Q ₁) - LHV		7435,44	98,96	7435,44	98,98	7435,44	98,99	7435,44	99,00
Физичка топлота горива (Q ₂)		41,07	0,55	41,07	0,55	41,07	0,55	41,07	0,55
Физичка топлота ваздуха (Q ₃)		22,25	0,30	20,87	0,28	19,96	0,27	19,13	0,25
Физичка топлота сировине (Q ₄)		14,82	0,20	14,82	0,20	14,82	0,20	14,82	0,20
Укупно:		7513,58	100,00	7512,20	100,00	7511,29	100,00	7510,46	100,00
Изразна енергија									
Физичка топлота продуката (Q ₅)		1423,01	18,94	1343,90	17,89	1291,57	17,20	1238,83	16,49
Физичка топлота калцината (Q ₆)		1003,5648	13,36	1003,5648	13,36	1003,5648	13,36	1003,5648	13,36
Топлота декарбонизације (Q ₇)		3023,352	40,24	3023,352	40,25	3023,352	40,25	3023,352	40,26
Физичка топлота прашине (Q ₈)		19,66	0,26	19,66	0,26	19,66	0,26	19,66	0,26
Топлота декарбонизације прашине (Q ₉)		15,12	0,20	15,12	0,20	15,12	0,20	15,12	0,20
Топлота сушења сировине (Q ₁₀)		48,01	0,64	48,01	0,64	48,01	0,64	48,01	0,64
Укупан губитак топлоте у околину (кроз плашт пећи) (Q ₁₁)		1980,87	26,36	2058,61	27,40	2110,02	28,09	2161,93	28,79
Укупно:		7513,58	100,00	7512,20	100,00	7511,29	100,00	7510,46	100,00

Табела 3.18 Уштеда горива коришћењем рекуператора у зависности од процената обогаћења ваздуха кисеоником

O ₂ (%)	21		22		23		24	
Укупна улазна енергија	kJ/kgcal		kJ/kgcal		kJ/kgcal		kJ/kgcal	
	7513,58		7512,20		7511,29		7510,46	
Температура загрејаног ваздуха	299,60	С	330,20	С	353,40	С	379,50	С
Специфични топлотни капацитет загрејаног ваздуха	1,0454	kJ/kgK	1,0522856	kJ/kgK	1,057616	kJ/kgK	1,06388	kJ/kgK
Физичка топлота загрејаног ваздуха	866,00	kJ/kgcal	901,08	kJ/kgcal	927,13	kJ/kgcal	959,77	kJ/kgcal
Потрошња горива коришћењем рекуператора	0,1632	kg/kgcal	0,1623	kg/kgcal	0,1617	kg/kgcal	0,1609	kg/kgcal
Уштеђена количина горива по килограму производа	0,0208	kg/kgcal	0,0217	kg/kgcal	0,0223	kg/kgcal	0,0231	kg/kgcal
Процент уштеде	11,29	%	11,77	%	12,13	%	12,58	%
Количина уштеђеног горива	2192,29	kg/dan	2287,01	kg/dan	2357,07	kg/dan	2444,03	kg/dan



Слика 3.9 Материјални биланс целе пећи и „зоне калцинације“ у зависности од процента кисеоника у ваздуху

3.10 Резултати за систем који користи ваздух са обогаћеним кисеоником

Измерене вредности температура на плашту ротационе пећи апроксимирани су континуалном кривом преко полиномске функције петог степена¹⁷:

$$t = B_0 + B_1 \cdot l + B_2 \cdot l^2 + B_3 \cdot l^3 + B_4 \cdot l^4 + B_5 \cdot l^5 \quad (3.22)$$

Табела 3.19 Полиномске температурске функције

O ₂ (%)	B ₀	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅
21	321.997726	7.18033	-6.71522	1.84127	-0.17576	0.00525
22	325.87564	7.21080	-6.6977	1.839	-0.1757	0.00525
23	329.59756	7.2312	-6.70552	1.8405	-0.1758	0.005251
24	332.287569	7.18947	-6.6998	1.8394	-0.17572	0.005198

Табела 3.20 Масени проток ваздуха који улази у рекуператор (половина укупног масеног протока ваздуха)

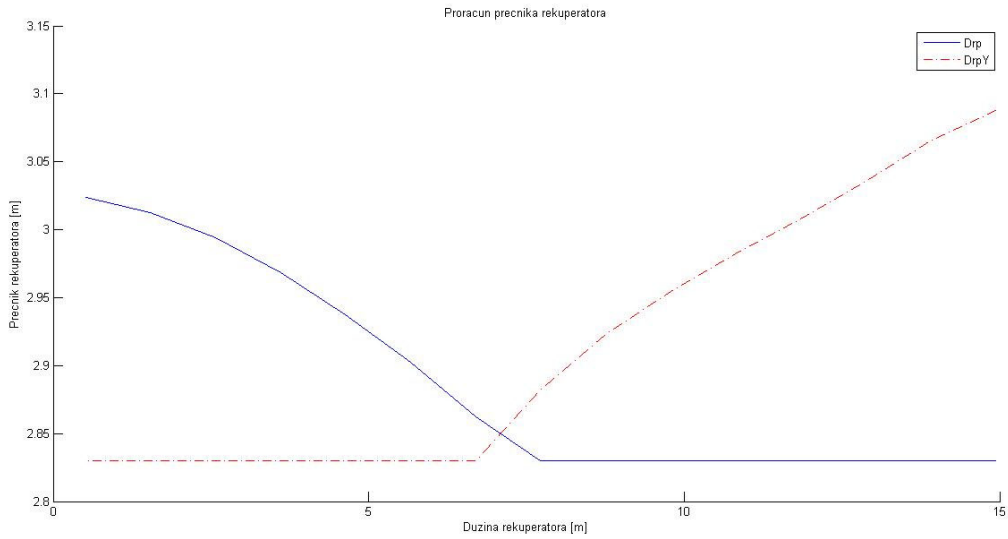
O ₂ (%)	21	22	23	24
$\frac{\dot{m}_v}{2}$ (kg/s)	1.6894	1.5844	1.5155	1.4524

На основу програма извршен је прорачун потребних величина и у даљем тексту дати су следећи дијаграми:

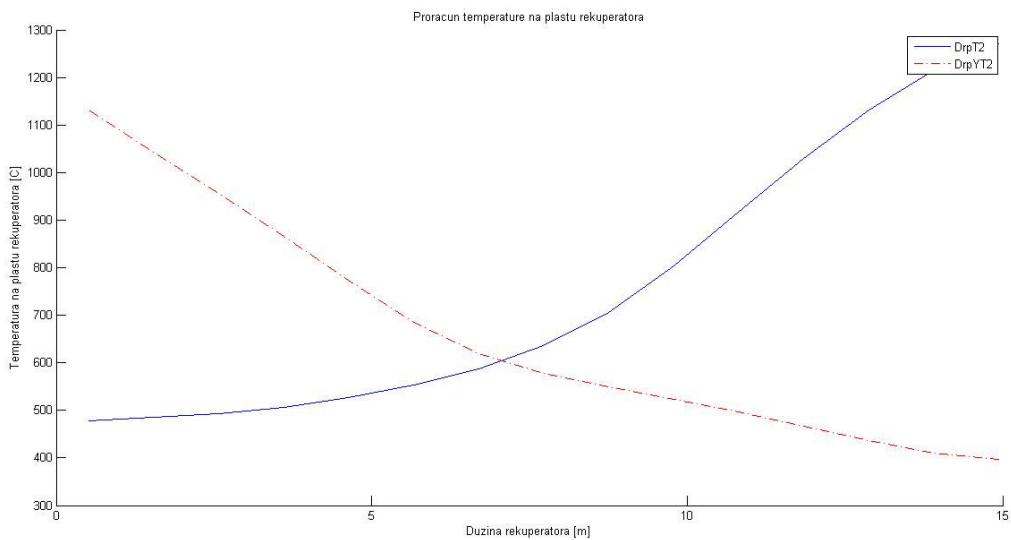
- промена унутрашњег пречника рекуператора d_r
- промена температуре на унутрашњој површини рекуператора T_2
- промена температуре предгрејаног ваздуха t_v

¹⁷ Функција која апроксимира температурско поље (датом функцијом) у зависности од дужине, важи само у опсегу од $l = 0 - 14,45$ m.

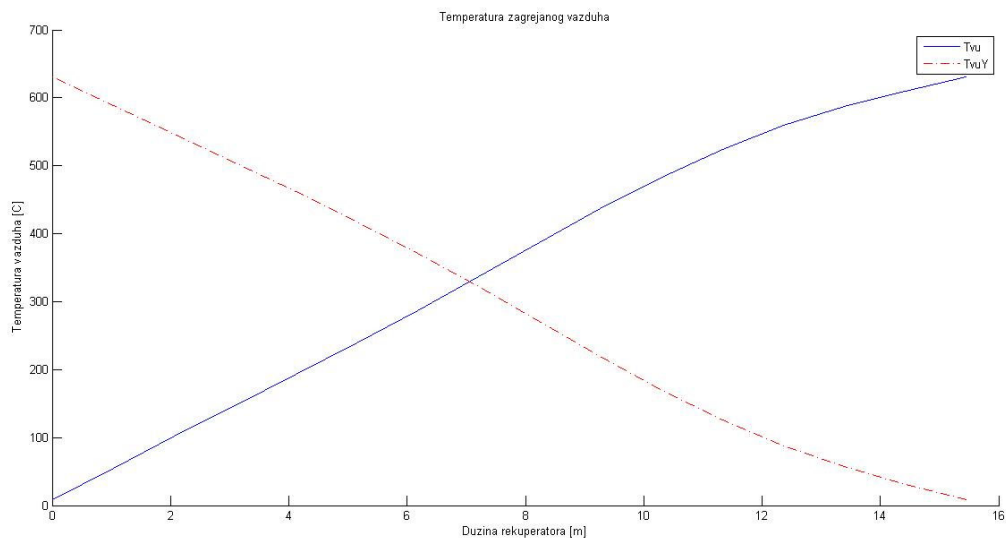
3.10.1 Процент кисеоника $O_2 = 22\%$



Слика 3.10 Пречник рекуператора $d_r - O_2 = 22\%$

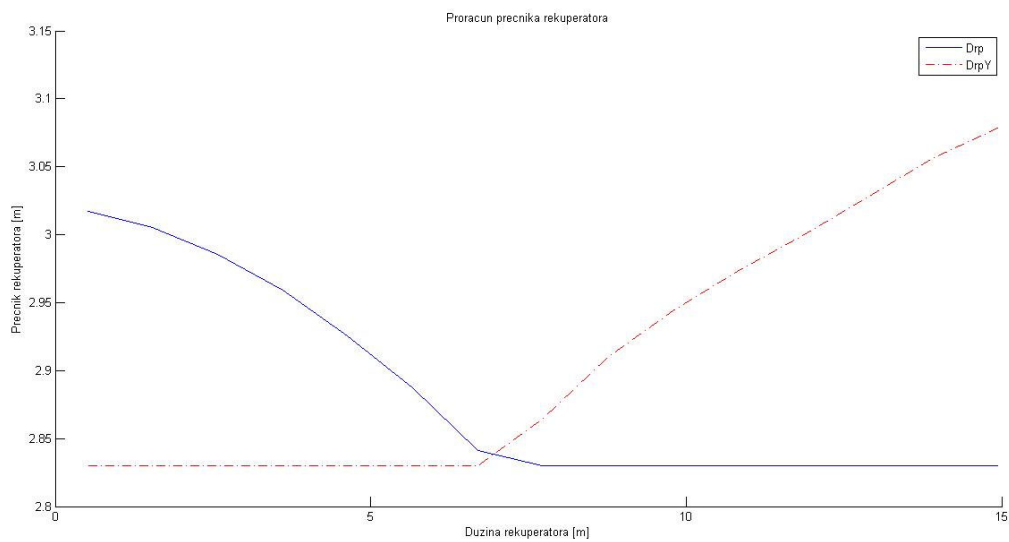


Слика 3.11 Температура на унутрашњој површини рекуператора $T_2 - O_2 = 22\%$

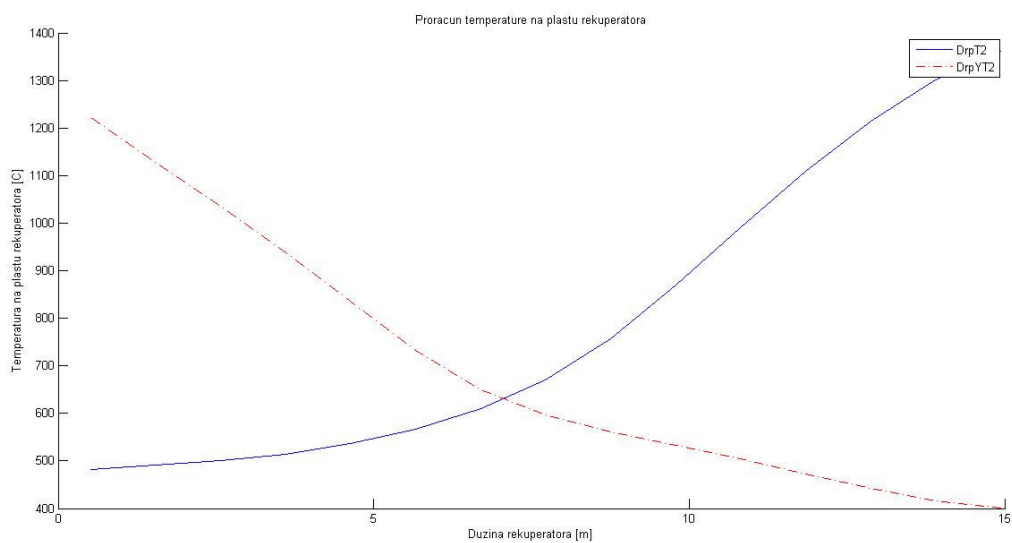


Слика 3.12 Температура ваздуха $t_v - O_2 = 22\%$

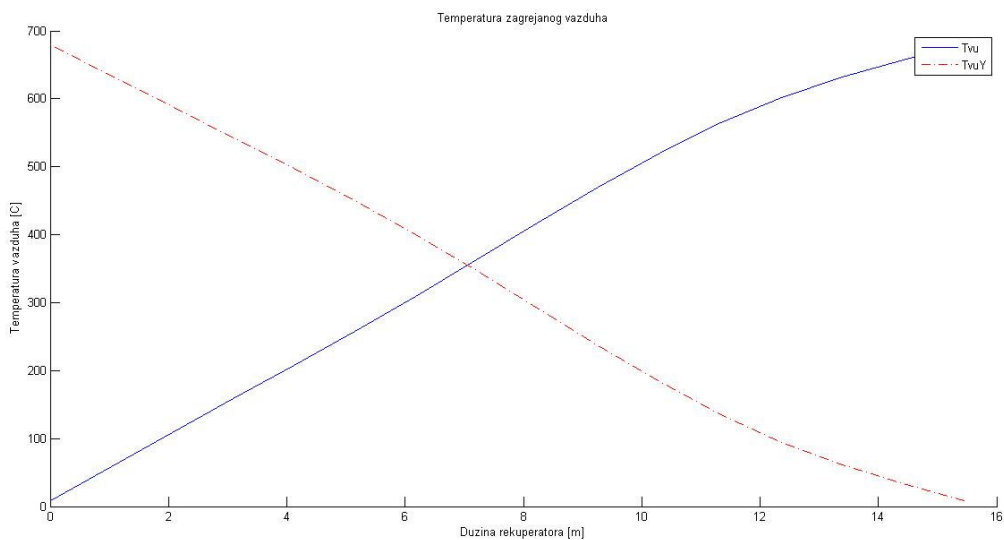
3.10.2 Процент кисеоника $O_2 = 23\%$



Слика 3.13 Пречник рекуператора $D_r - O_2 = 23\%$

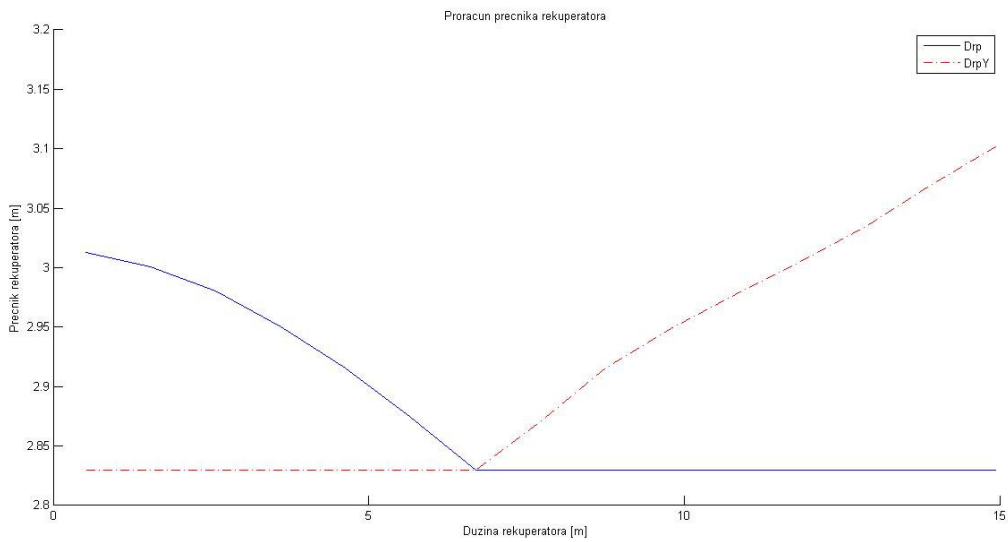


Слика 3.14 Температура на унутрашњој површини рекуператора $T_2 - O_2 = 23\%$

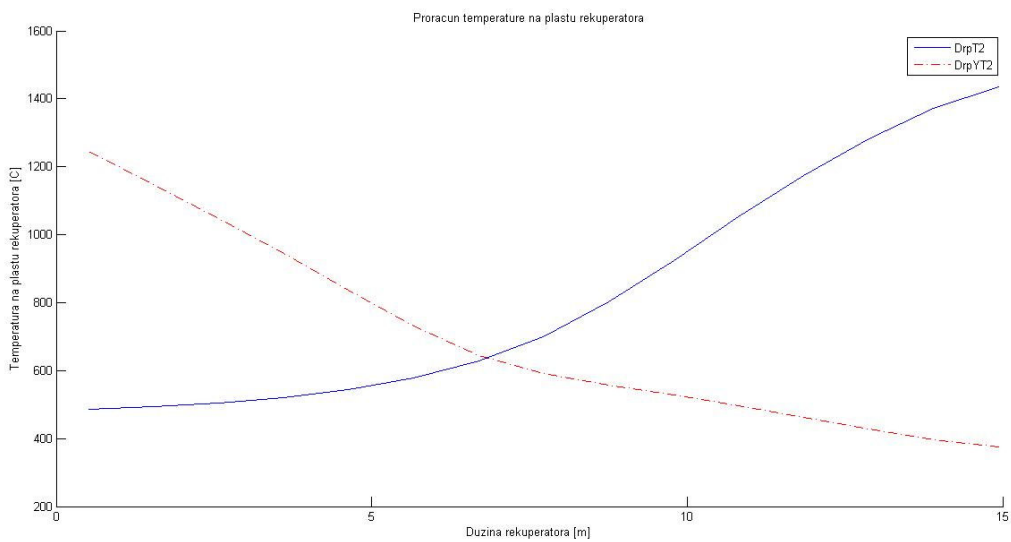


Слика 3.15 Температура ваздуха $t_v - O_2 = 23\%$

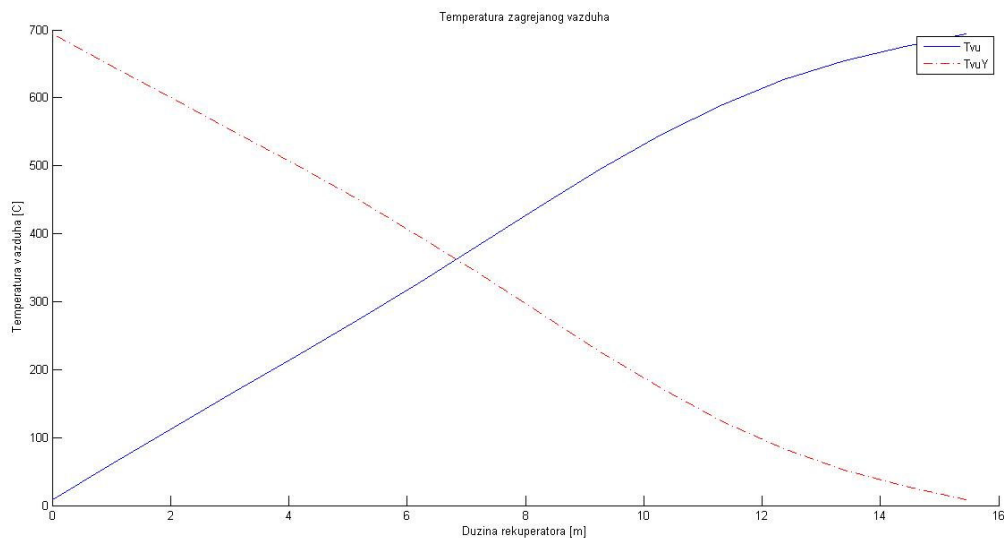
3.10.3 Процент кисеоника $O_2 = 24\%$



Слика 3.16 Пречник рекуператора $D_r - O_2 = 24\%$



Слика 3.17 Температура на унутрашњој површини рекуператора $T_2 - O_2 = 24\%$

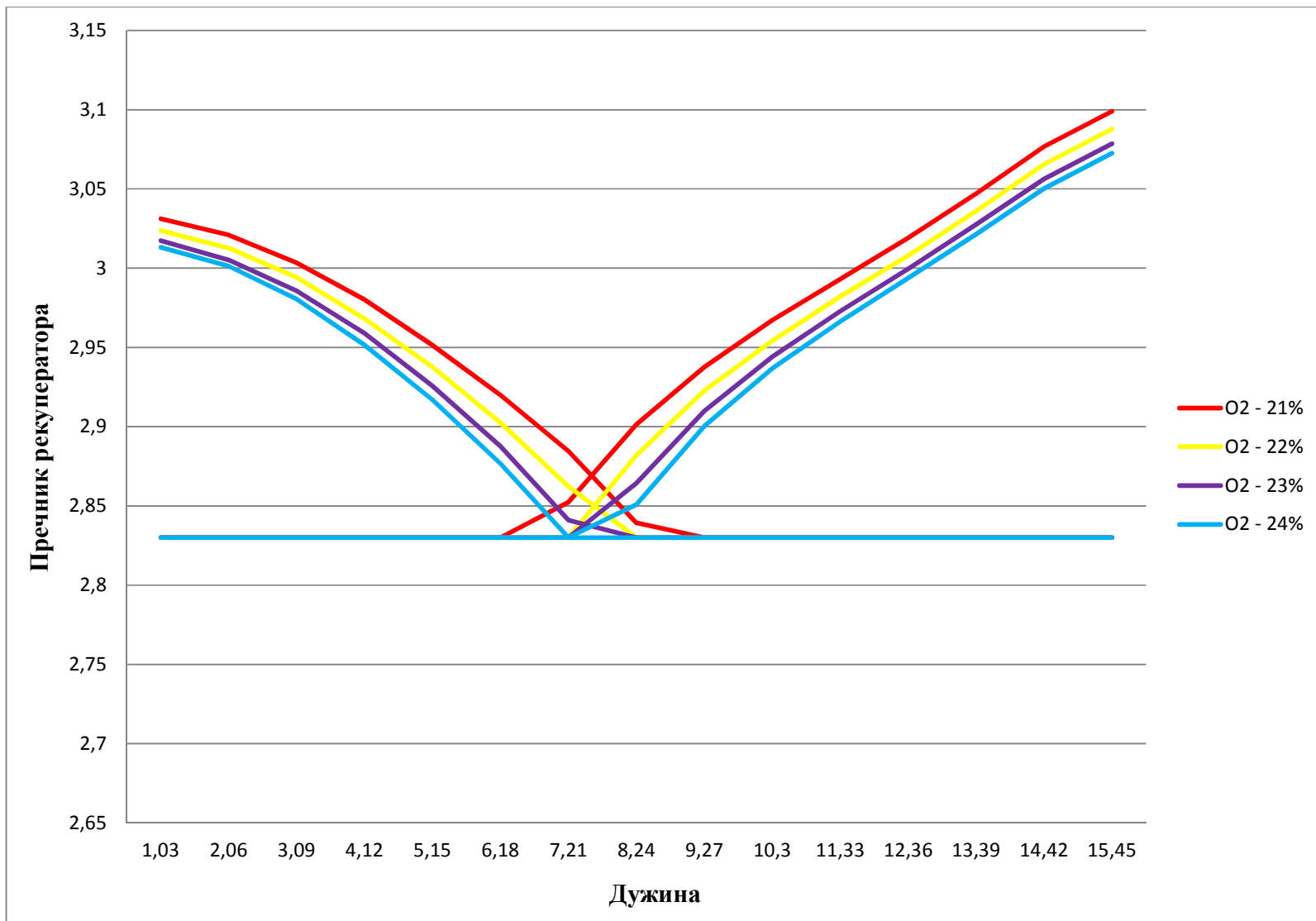


Слика 3.18 Температура ваздуха $t_v - O_2 = 24\%$

3.11 Упоредна анализа пречника рекуператора

На слици 3.19 приказани су пречници рекуператора у зависности од процента обогаћења ваздуха кисеоником.

Са повећавањем процента кисеоника у ваздуху за сагоревање повећавају се и температуре на плашту ротационе пећи чиме се, како је показано у претходном делу рада, повећава и топлотни губитак услед спољашњег расхлађивања. Овај губитак се према датом моделу рекуперише преко размењивача при чему се мењају димензије рекуператора у зависности од процента обогаћења ваздуха кисеоником. Са повећањем процента кисеоника у ваздуху смањује се пречник рекуператора. Као што се на слици 3.19 може видети даљим повећавањем процента кисеоника у ваздуху (преко 24%) систем не би било могуће применити. У случају обогаћења од 24% пречник рекуператора је веома близу граничном пречнику после којег није могуће применити овакав начин рекулације топлоте са плашта пећи.



Слика 3.19 Упоредни приказ пречника рекуператора у односу на проценат O₂ у ваздуху

4. Ексергија и ексергијска анализа

4.1 Техничка радна моћ или ексергија¹⁸

Други закон термодинамике означава неповратне процесе као основне узрочнике губитака енергије. Њихова последица је пораст ентропије ΔS који доводи до губитака енергије. Губици рада и количине топлоте су:

$$\Delta L = T_0 \Delta S_{\text{и}} \quad (4.1)$$

$$\Delta Q = \frac{T}{T-T_0} T_0 \Delta S, \quad (4.2)$$

где су:

T - температура на којој се губи дата количина топлоте

T_0 - температура околине

Иако претходне формуле омогућавају израчунавање губитака рада (4.1) и количине топлоте (4.2), оне не дају меру губитка енергије у односу на укупну енергију која учествује у неком процесу¹⁹. Ту меру даје техничка радна моћ (Бошњаковић, 1978.). За неку материју која стационарно струји, она представља рад који би се теоријски могао добити кад би се та материја на повратан начин довела у равнотежу са околином и истиснула у околину. За техничку радну моћ Зоран Рант је предложио назив ексергија (Бошњаковић, 1978.). За материју која струји техничка радна моћ или ексергија износи:

$$E = H - H_0 - T_0(S - S_0), \quad (4.3)$$

где се:

H и S - односе на стање материје која није у равнотежи са околином

H_0 и S_0 - на стање материје у равнотежи са околином (p_0, T_0)

Ексергија E_L рада L идентички му је једнака, јер се у повратном процесу увек може добити исти тај рад:

$$E_L = L. \quad (4.4)$$

Ексергија E_Q неке количине топлоте Q , која се одузима топлотном извору температуре T је:

$$E_Q = \frac{T-T_0}{T} Q. \quad (4.5)$$

¹⁸У овом поглављу су делови рада објављеног под називом Recuperator for waste heat recovery from rotary kilns, Vladan Karamarković, Miljan Marašević, Rade Karamarković, Miodrag Karamarković, Applied Thermal Engineering, Volume 54, Issue 2, 30 May 2013, Pages 470–480, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.02.027

¹⁹ Цитиран део докторске дисертације Ексергијска анализа аутоотермних система за гасификацију биомасе, др Раде Карамарковић, Машински факултет Краљево, 2011. год.

Из израза (4.5) видимо да топлота може да се претвори у рад на температурама вишим од температуре околине T_0 . Топлота на температури околине је ексергијски безвредна јер нема потенцијал да се претвори у рад.

Из дефиниције ексергије следи веома важан закон о очувању ексергије: укупна ексергија свих материја које учествују у повратном стационарном процесу се не мења. У неповратном процесу смањује се укупна ексергија материја које у њему учествују, што уједно ствара и губитак ексергије. Ово је закон о деградацији ексергије, по коме се она у неком процесу може само смањивати, ако постоји неограничена околина са (p_0, T_0) . Овај закон се суштински разликује од закона о одржању енергије. У неком неповратном процесу се дакле не губи енергија (чији укупан износ остаје константан), већ ексергија. Исправно је говорити о губицима ексергије, а нетачно говорити о губицима енергије.

4.2 Ексергијска анализа система за рекулперацију топлоте

Ексергија је максимални рад који може да се добије од стране неког система, протока флуида или енергије при њеном довођењу у равнотежу са референтном околином [14] (преузето из [15]). Ова термодинамичка величина стања узима у обзир пораст ентропије услед неповратности, тј. други закон термодинамике, и представља погодно средство за анализу процеса трансформације енергије. Ексергијски биланс испитиване пећи, или ма ког другог процеса трансформације енергије, може се представити у следећем облику, узимајући у обзир све енергијске токове који улазе и излазе из система:

$$\sum_{in} Ex_j = \sum_{out} Ex_k + I \quad (4.6)$$

где су:

$\sum_{in} Ex_j$ је - збир ексергије свих улазних струја: гориво, ваздух и доломит (слика 3.3)

$\sum_{out} Ex_k$ је - збир ексергија свих излазних струја: калцинат, продукти сагоревања, прашина, губитак топлоте у околину

Разлика између збира свих улазних и излазних ексергијских токова назива се неповратност I . Неповратност представља унутрашњи ексергијски губитак у процесу [16]. Овај губитак настаје услед пораста ентропије узрокованог неповратностима које се јављају због: хемијских реакција, преноса топлоте и масе и струјања флуида [16].

Ексергија количине топлоте која се са плашта ротационе пећи губи у околину износи:

$$Ex_Q = \sum_{i=1}^{24} Ex_{Q_{s,i}} = \sum_{i=1}^{24} \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,i}} \right) \frac{\dot{Q}_{s,i}}{m_{cl}}, \quad (4.7)$$

где су:

$Ex_{Q_s,i}$ - ексергија количине топлоте која се са i -тог сегмента ротационе пећи губи у околину (видети једначине (4.5) и (4.6) и њихова објашњења)

$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{rad\ s,i} + \dot{Q}_{conv\ s,i}$ - је укупан топлотни губитак (зрачењем и конвекцијом) са i -тог сегмента ротационе пећи

За решавање претходне једначине (4.7) сви потребни подаци налазе се у табели 3.7. Анализирана ротациона пећ има неколико улазних (гориво, ваздух, и доломит) и излазних (калцинат, продукти сагоревања и прашина) материјалних токова. За сваки од њих, ексергија Ex , зависи од састава (хемијска ексергија $Ex_{ch,i}$) и температуре и притиска (физичка ексергија $Ex_{ph,i}$):

$$Ex_i = Ex_{ch,i} + Ex_{ph,i} = m_i(e_{ph,i} + e_{ch,i}) \quad (4.8)$$

Физичка ексергија неког једињења i је:

$$e_{ph,i} = (h - h_0)_i - T_0(s - s_0)_i, \quad (4.9)$$

где су:

h и s - енталпија и ентропија датог тока на некој температури и притиску

h_0 и s_0 - енталпија и ентропија датог тока на температури и притиску околине

Ако је позната зависност специфичног топлотног капацитета неког гаса од температуре $c_p(T)$ тада се физичка ексергија може одредити као:

$$e_{ph,i} = \int_{T_0}^T c_{p,i}(T) dT - T_0 \int_{T_0}^T \frac{c_{p,i}(T)}{T} dT. \quad (4.10)$$

Физичка ексергија продуката сагоревања једнака је збиру физичких ексергија свих гасовитих компонената које се налазе у продуктима сагоревања. Табеле 4.1 и 4.2, као и слика 4.1, садрже све податке који су неопходни за израчунавање једначина (4.7-4.10).

Стандардна хемијска ексергија једног чистог хемијског једињења (које није смеша) e_{ch}^0 једнака је максималном раду који се добија када се то једињење са притиска p_0 и температуре T_0 околине доведе у тзв. мртво стање, одређено тим истим притиском p_0 и температуром T_0 околине и концентрацијом референтних супстанци у стандардној атмосфери.

Примера ради за једињење дато општом формулом $C_xH_yO_z$ то би био максималан рад који би се добио кад би се на стандардном референтном стању ово једињење трансформисало у CO_2 , H_2O и O_2 и кад би се концентрације овако добијених гасова изједначиле са њиховом концентрацијом у стандардној атмосфери (нпр. за O_2 20.9%).

Стандардно референтно стање дефинисано је температуром 298.15К и притиском 101,325 кПа. У табели 4.1 приказане су стандардне хемијске ексергије свих компоненти приказаних у материјалном билансу.

Табела 4.1 Стандардна хемијска ексергија e_{ch}^0 , [17] (преузето из [18])

Гас	Стандардна хемијска ексергија e_{ch}^0 (kJ/mol)	Чврсте материје	Молекуларна маса (kg/kmol)	Стандардна хемијска ексергија e_{ch}^0 (kJ/mol)
CO ₂	19.48	Доломит CaCO ₃ ·MgCO ₃	184.411	32.2
SO ₂	313.4			
H ₂ O	9.5	CaO	56.08	127.3
N ₂	0.72			
O ₂	3.97	MgO	40.311	59.1

Хемијска ексергија смеше $e_{ch,m}$, као што су продукти сагоревања, зависи од састава смеше и одређује се по формули:

$$e_{ch,mix} = \sum_i y_i e_{ch,i}^0 + RT_0 \sum_i y_i \ln y_i. \quad (4.11)$$

Хемијска ексергија смеше је увек нижа од збира ексергија појединих компоненти. Други члан у горњој једначини представља тзв. ексергију мешања и увек је негативан [16].

Хемијска ексергија калцината зависи од масених удела CaO и MgO у њему:

$$e_{ch}^0 = \sum_i x_i \left(\frac{e_{ch,i}^0}{M_i} \right) = x_{CaO} \left(\frac{e_{ch,CaO}^0}{M_{CaO}} \right) + x_{MgO} \left(\frac{e_{ch,MgO}^0}{M_{MgO}} \right). \quad (4.12)$$

Једначина (4.12) [15] (преузето из [19]) користи се за израчунавање стандардне хемијске ексергије материје у чврстом стању сачињене од неколико основних једињења.

Хемијска ексергија мазута одређује се из статистичке корелације Сцаргута и Стирилске и преузета је из [20]:

$$e_{ch,HFO} = LHV \cdot \left(1.0401 + 0.1728 \cdot \frac{x_H}{x_C} + 0.0432 \cdot \frac{x_O}{x_C} + 0.2169 \cdot \frac{x_S}{x_C} \cdot \left(1 - 2.0628 \cdot \frac{x_H}{x_C} \right) \right) \quad (4.13)$$

где су:

LHV - доња топлотна моћ горива дата у табели 3.5

x_C, x_H, x_O, x_S , елементарни састав горива дат у табели 3.5

Ексергијски степен корисности представља однос ексергије која излази из система и ексергије која улази у систем [21]:

$$\psi = \frac{\sum_{out} Ex_k}{\sum_{in} Ex_j}. \quad (4.14)$$

У индустријским пећима, за производњу одређеног производа од одговарајуће сировине, потребна енергија се добија сагоревањем горива [22]. Дакле, степен ексергијске ефикасности ротационе пећи се дефинише као однос корисно добијене ексергије и укупно унесене ексергије:

$$\psi_k = \frac{Ex_{product}}{\sum_{in} Ex_j} = \frac{Ex_{calcine}}{\sum_{in} Ex_j}. \quad (4.15)$$

У једначини (4.15), ексергија калцината састоји се од хемијске и физичке ексергије при чему је врео калцинат једини пожељан производ из ротационе пећи. Ексергија продуката сагоревања, прашине и топлотних губитака сматра се изгубљеном. Представљена ексергијска анализа је од великог значаја за индустријске хемијске процесе [23]. Као примери ових процеса узимају се углавном процеси у цементној индустрији [4,20,24] и процеси производње кречњака [25]. Примери коришћења ексергијске анализе у литератури су на оцену постојећих процеса производње цемента [20], за процену различитих концепата коришћења отпадне топлоте: нпр. за загревање воде [4] или производње електричне енергије [24].

Табела 4.2 Ексергијске биланс ротационе пећи без и са рекуператором.

	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})
	ротациона пећ			ротациона пећ са рекуператором		
Улазни токови процеса						
Сировина (доломит)	351.49	0.93	352.42	351.49	0.93	352.42
гориво	7912.73	4.75	7917.48	6963.04	4.18	6967.22
Ваздух	0	1.40	1.40	0	1.40	1.40
Укупно:	8264.22	7.08	8271.3	7314.53	6.51	7321.04
Излазни токови процеса						
Калцинат - СаО·МgО	1905.67	520.54	2426.21	1905.67	520.54	2426.21
Излазни гасови (продукти сагоревања)	610.27	527.59	1137.86	518.20	492.38	1010.58
прашина	20.00	5.25	25.26	20.00	5.25	25.26
Топлотни губитак (са плашта пећи)	0	815.25	815.25	0	404.72	404.72
Укупно:	2535.94	1868.63	4404.58	2443.87	1422.09	3866.76
Неповратност (kJ/kg _{cl})			3836.73			3454.29
Ексергијски степен корисности ψ (%)			53.25			52.82
Корисна ексергијска ефикасност ψ_k (%)			29.33			33.14

Табела 4.2 показује ексергијски биланс ротационе пећи. Она показује да се 46,75% од улазне ексергије губи у пећи услед неповратности. Чак и када би се користио сав ексергијски губитак у околину, ексергијска ефикасност пећи не би била већа од 53,25%.

У поређењу са енергетском, ексергијска ефикасност је нижа зато што је ексергија горива мања од њене доње топлотне моћи, и зато што је ексергија физичке топлоте произведеног калцината мања од његове физичке топлоте. За разлику од енергија, ексергије топлотног губитка и продуката сагоревања су мање, зато што је количина топлоте некавалитетан вид енергије ($Ex_Q \leq Q$). Поред тога, ексергија димног гаса је веће од његове енергије због хемијске ексергије продуката сагоревања.

Очекивано је да предложено техничко решење смањује неколико извора неповратности у пећи као што су губитак топлоте у околину и губитак услед загревања ваздуха за сагоревање на температуру сагоревања (унутрашња размена топлоте). Резултати ексергијских прорачуна дати су у табели 4.2. Биланс показује да је смањење ексергијског губитка са плашта пећи 410.53 kJ/kg_{cl} (видети табелу 3.8) праћено мањим повећањем ексергије предгрејаног ваздуха за сагоревање, за 299,78 kJ/kg_{cl}, због неповратности које настају услед размене топлоте у рекуператору (коначне су температурске разлике). Употреба ексергије садржане у губицима топлоте утиче на повећање ексергијског степена корисности за 3,81%. Овај пораст је мањи у поређењу са повећањем енергетске ефикасности, који износи 7,35%, јер ваздух узима 97% топлоте која се губи у околину, али не узима цео садржај ексергије због већ поменутих неповратности у рекуператору.

Иако рекуператор побољшава енергетску ефикасност пећи, интересантно је приметити да се ексергијска ефикасност смањује у односу на голу пећ. Ексергијска ефикасност показује степен корисности енергетске трансформације. У поређењу са пећи која нема рекуператор, његовом уградњом имамо још једну додатну трансформацију енергије која додатно смањује ексергијску ефикасност. Наиме, ексергија отпадне топлоте са пећи је већа од ексергије предгрејаног ваздуха за неповратности које се дешавају при предгревању ваздуха. Може се закључити да је за побољшање ексергијске ефикасности потребно смањити количину ваздуха за сагоревање. У извршеним анализама, количина ваздуха је константна, што изазива повећање коефицијента вишка ваздуха са 1,107 на 1,258 за пећи, без и са рекуператором.

4.3 Ексергијска анализа система за рекуперацију топлоте који користи ваздух обогаћен кисеоником

У овом делу рада извршена је ексергијска анализа за случајеве када се за сагоревање горива у пећи користи ваздух обогаћен кисеоником. Примењена методологија је представљена у претходном делу рада.

Анализирају се случајеви обогаћења ваздуха додатним кисеоником при чему се његов проценат у ваздуху креће у границама од 22% до 24%. У поглављу 2.5 објашњен је поступак еквивалентног обогаћивања ваздуха за сагоревање кисеоником. Овај поступак обогаћивања ваздуха кисеоником доводи до смањења количине азота који се уводи у пећ приликом сагоревања, а самим тим и до смањења количине продуката сагоревања.

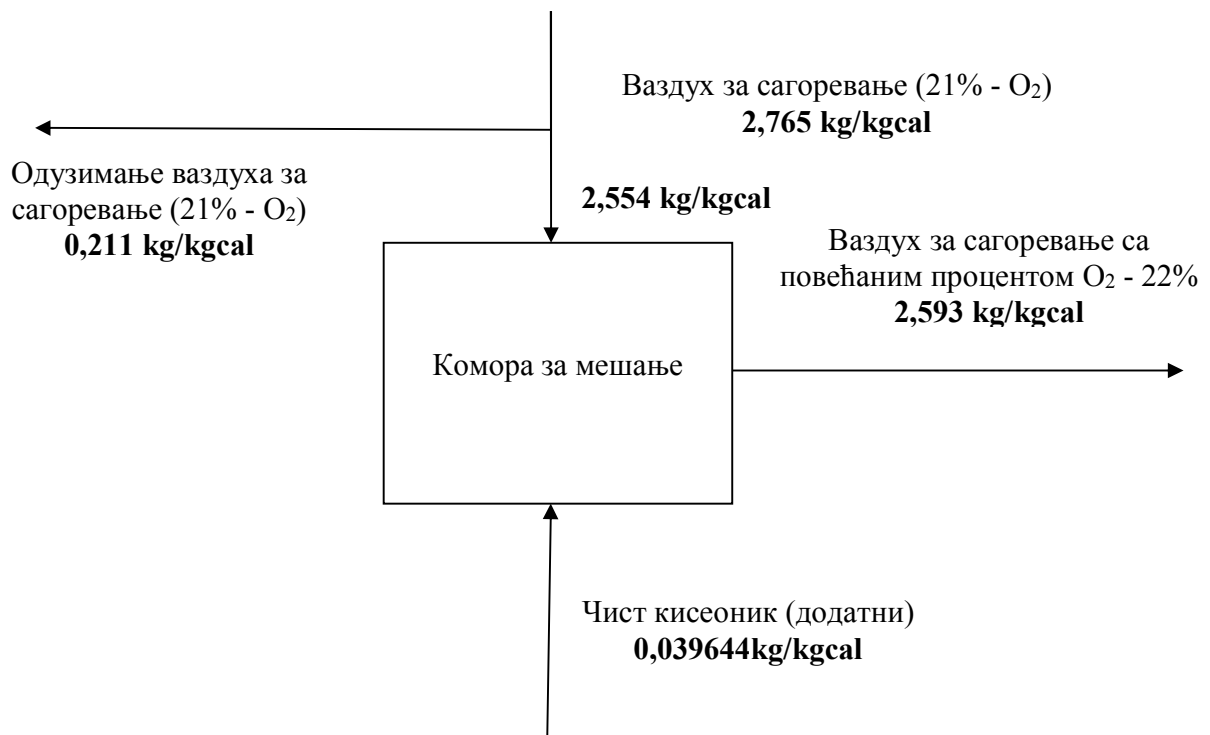
Ексергијска анализа ротационе пећи, са и без рекуператора, који користи ваздух обогаћен кисеоником, суштински се не разликује од ексергијске анализе рада ротационе пећи, са и без рекуператора, који за сагоревање користи ваздух са природним запреминским учешћем кисеоника (21%). Разлика у ексергијској анализи је само у ексергији оксиданта који се користи за сагоревање унутар пећи. Приликом обогаћивања ваздуха кисеоником (видети слику 2.5) у поглављу 2.5 долази до изобарског мешања струја ваздуха (са процентом кисеоника 21%) и чистог кисеоника, при чему се као излаз добија струја ваздуха са повишеним процентом кисеоника.

За спровођење поступка ексергијског прорачуна ротационе пећи, са и без рекуператора, потребно је познавање масеног протока (по јединици калцината) ваздуха, чистог кисеоника и загрејаног (одузетог) ваздуха. Прорачун масених протока спроведен је на основу материјалног биланса ротационе пећи и једначина за еквивалентно обогаћење ваздуха које су приказане у поглављу 2.5.

Битно је истаћи да је приликом ексергијске анализе занемарен ексергијски губитак који се јавља при производњи кисеоника.

4.3.1 Ексергијска анализа система који користи ваздух са запреминским уделом кисеоника $O_2 = 22\%$

Да би се спровела ексергијска анализа као што је већ речено потребно је одредити масене протоке ваздуха, чистог кисеоника и загрејаног (одузетог) ваздуха. На слици 4.1 представљени су резултати прорачуна.



Слика 4.1 Масени протоци токова за повећање процента кисеоника у ваздуху за сагоревање на 22%

У наредним табелама представљен је ексергијски прорачун ротационе пећи табела 4.3 без система за рекулпацију (рекулпатора) и табела 4.4 систем ротациона пећ и рекулпатор за загревање ваздуха.

Табела 4.3 Ексергија ротационе пећи

I2	Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперише,	1020,924 kJ/s 522,086 kJ/s	835,49 kJ/kg-k												
I1	Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.	e_ch 620,99	e_ph 499,72	Укупно е 1120,71	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,554	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,297	1,297			
3	Кисеоник	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,039644	3,97	32	0,1241	0,004918347	0,91	20	25	-4,55	0,002	0,006			
4	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,184	40410	1,06	43003,94	7912,73	1,717	130	25	180,285	4,755	7917,481			
I3	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
I4	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
Ексергијски губитак kJ/s		4721,03													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,2933 29,33 %													
Улазна ексергија, kJ/s		10106,956													
Излазна ексергија, kJ/s		5385,93													
Ексергијски степен корисности,-		0,5329 53,29 %													

Табела 4.4 Ексергија ротационе пећи и рекуператора

12 Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперире,		499,477 kJ/s 522,086 kJ/s		408,76 kJ/kg-k											
11 Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.		e_ch 545,35	e_ph 439,75	Укупно e 985,1	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,765	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,404	1,404			
3	Кисеоник	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,039644	3,97	32	0,1241	0,004918	0,91	20	25	-4,55	0,002	0,006			
4	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,1616	40410	1,06	43003,94	6948,96	1,717	130	25	180,285	4,176	6953,14			
13	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
14	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
15	Загрејани ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,211350	0	-	0	0	1,007	330,2	25	307,3364	20,232	20,232			
Ексергијски губитак kJ/s		4205,22													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,3320 33,20 %													
Улазна ексергија, kJ/s		8928,716													
Излазна ексергија, kJ/s		4723,50													
Ексергијски степен корисности,-		0,5290 52,90 %													

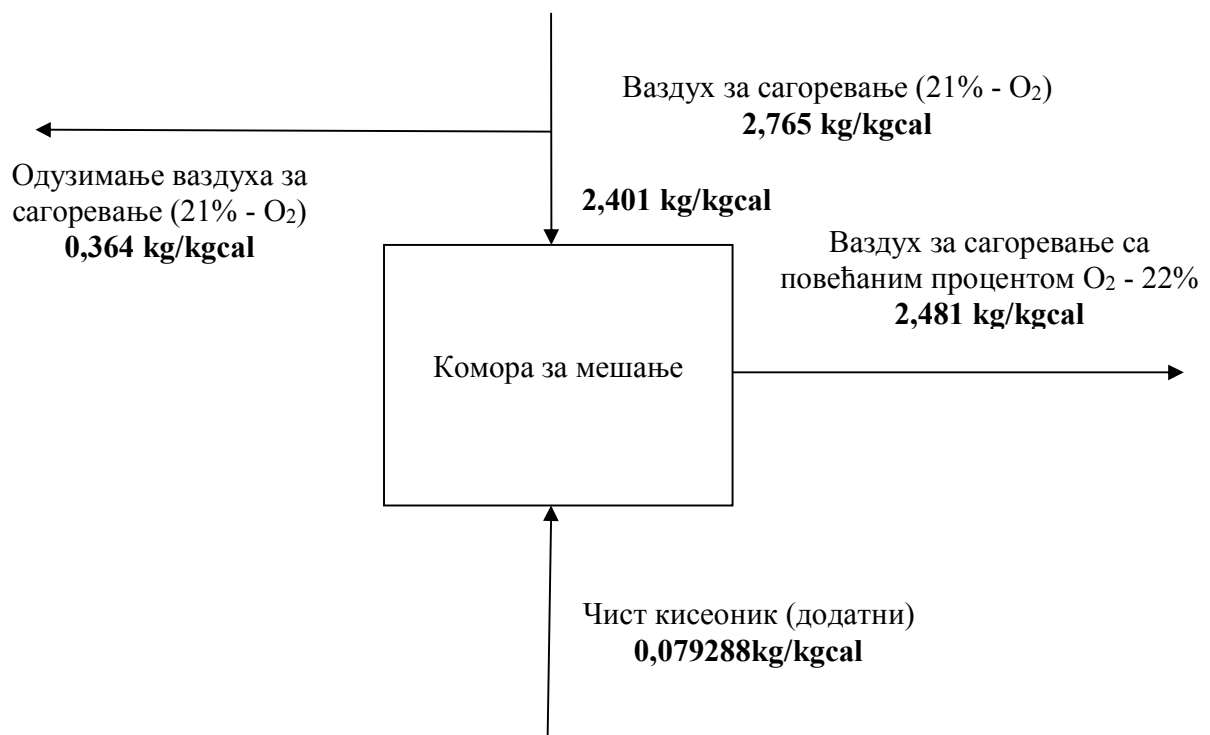
Резултати спроведене ексергијске анализе за ротациону пећ без и са рекуператором топлоте представљени су у табели 4.5.

Табела 4.5 Ексергијске стање испитиване пећи без и са рекуператором

	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})
	ротациона пећ			ротациона пећ са рекуператором		
Улазни токови процеса						
Сировина (доломит)	351.49	0.93	352.42	351.49	0.93	352.42
Гориво	7912.73	4.75	7917.48	6948.96	4.18	6953.14
Ваздух	0	1.4297	1.40	0	1.40	1.40
Кисеоник	0,005	0,001	0,006	0,005	0,001	0,006
Укупно:	8264.22	7.11	8271.33	7300.45	6.51	7306.96
Излазни токови процеса						
Калцинат - CaO·MgO	1905.67	520.54	2426.21	1905.67	520.54	2426.21
Излазни гасови (продукти сагоревања)	620.99	499.72	1120.71	545.35	439.75	985.1
Прашина	20.00	5.25	25.26	20.00	5.25	25.26
Топлотни губитак (са плашта пећи)	0	835.49	835.49	0	408.76	408.76
Загрејани ваздух	0	0	0	0	20,32	20,32
Укупно:	2546.66	1879	4425.66	2471.02	1394.62	3865.64
Неповратност (kJ/kg _{cl})			3845.67			3441.32
Ексергијски степен корисности ψ (%)			53.29			52.90
Корисна ексергијска ефикасност ψ_k (%)			29.33			33.20

4.3.2 Ексергијска анализа система који користи ваздух са запреминским уделом кисеоника $O_2 = 23\%$

Аналогно претходно спроведеном поступку објашњеном у наслову 4.3.1 одређени су масени протоци струјних токова представљени на слици 4.2.



Слика 4.2 Масени протоци токова за повећање процента кисеоника у ваздуху за сагоревање на 23%

У наредним табелама представљен је ексергијски прорачун ротационе пећи табела 4.6 без система за рекулацију (рекулатора) и табела 4.7 систем ротациона пећ и рекулатор за загревање ваздуха

Табела 4.6 Ексергија ротационе пећи

I2 Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперирше,		1048,760 kJ/s 545,166 kJ/s		858,27 kJ/kg-k												
I1 Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.		e_ch 631,20	e_ph 481,68	Укупно e 1112,88	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада											
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k				
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236				
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k				
		2,401	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,219	1,219				
3	Кисеоник	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k				
		0,079288	3,97	32	0,1241	0,009836695	0,91	20	25	-4,55	0,003	0,013				
4	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k				
		0,184	40410	1,06	43003,94	7912,73	1,717	130	25	180,285	4,755	7917,481				
I3	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO}	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO}	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k	
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21	
I4	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO}	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO}	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k	
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26	
Ексергијски губитак kJ/s		4702,67														
Потрошња сировине у kg/s		2,50														
Производња калцината kg/s		1,222														
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,2933 29,33 %														
Улазна ексергија, kJ/s		10106,869														
Излазна ексергија, kJ/s		5404,20														
Ексергијски степен корисности,-		0,5347 53,47 %														

Табела 4.7 Ексергија ротационе пећи и рекуператора

12	Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперире,	504,255 kJ/s 545,166 kJ/s	412,67 kJ/kg-k												
11	Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.	e_ch 563,56	e_ph 422,44	Укупно e 986	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,765	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,404	1,404			
3	Кисеоник	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,079288	3,97	32	0,1241	0,009837	0,91	20	25	-4,55	0,003	0,013			
4	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,16135	40410	1,06	43003,94	6938,69	1,717	130	25	180,285	4,170	6942,856			
13	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
14	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
15	Загрејани ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,363746	0	-	0	0	1,007	330,2	25	307,3364	34,821	34,821			
Ексергијски губитак kJ/s		4168,96													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,3325		33,25 %											
Улазна ексергија, kJ/s		8916,157													
Излазна ексергија, kJ/s		4747,20													
Ексергијски степен корисности,-		0,5324		53,24 %											

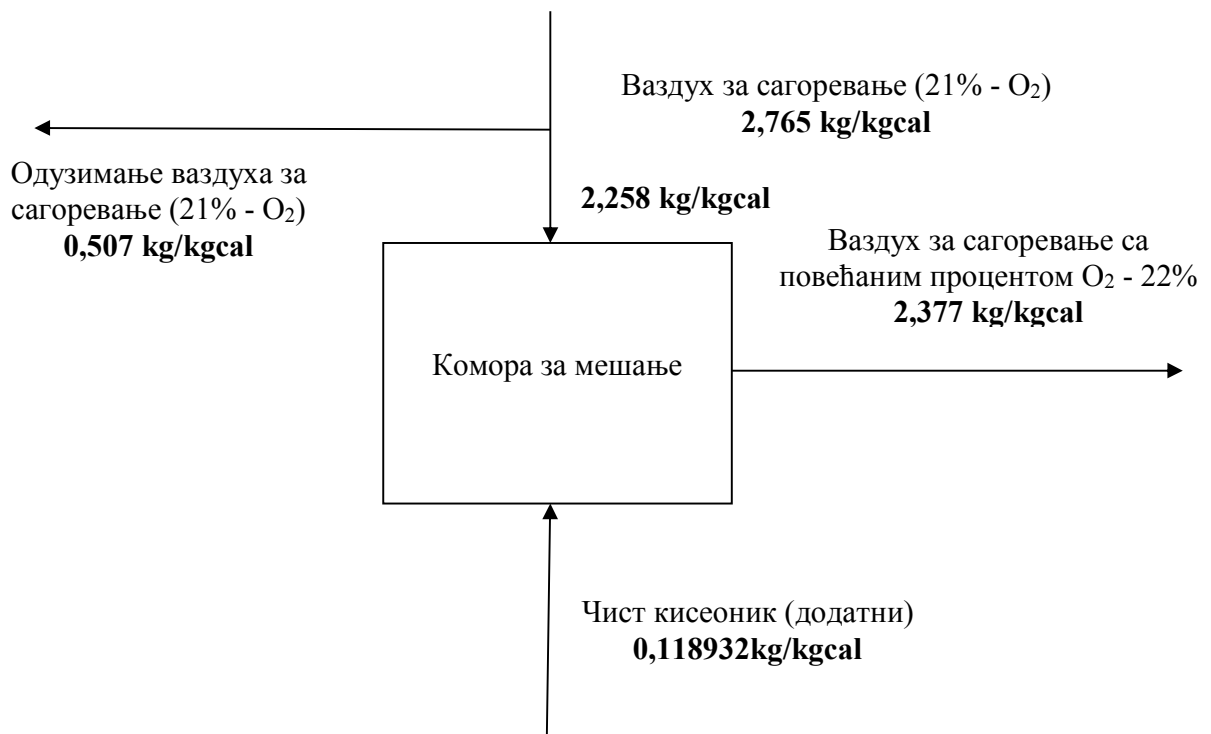
Резултати спроведене ексергијске анализе за ротациону пећ без и са рекуператором топлоте представљени су у табели 4.8.

Табела 4.8 Ексергијске стање испитиване пећи без и са рекуператором

	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})
	ротациона пећ			ротациона пећ са рекуператором		
Улазни токови процеса						
Сировина (доломит)	351.49	0.93	352.42	351.49	0.93	352.42
Гориво	7912.73	4.75	7917.48	6938.69	4.17	6942.85
Ваздух	0	1.22	1.22	0	1.40	1.40
Кисеоник	0,01	0,003	0,013	0,01	0,003	0,013
Укупно:	8264.23	6.90	8271.13	7290.19	6.51	7296.69
Излазни токови процеса						
Калцинат - CaO·MgO	1905.67	520.54	2426.21	1905.67	520.54	2426.21
Излазни гасови (продукти сагоревања)	631.20	481.68	1112.88	563.56	422.44	986
Прашина	20.00	5.25	25.26	20.00	5.25	25.26
Топлотни губитак (са плашта пећи)	0	858.27	858.27	0	412.67	412.67
Загрејани ваздух	0	0	0	0	34,82	34,82
Укупно:	2556.87	1865.74	4422.61	2489.23	1395.72	3884.95
Неповратност (kJ/kg _{cl})	3848.52			3411.74		
Ексергијски степен корисности ψ (%)	53.47			53.24		
Корисна ексергијска ефикасност ψ_k (%)	29.33			33.25		

4.3.3 Ексергијска анализа система који користи ваздух са запреминским уделом кисеоника $O_2 = 24\%$

Аналогно претходно спроведеном поступку објашњеном у наслову 4.3.1 одређени су масени протоци струјних токова представљени на слици 4.3.



Слика 4.3 Масени протоци токова за повећање процента кисеоника у ваздуху за сагоревање на 24%

У наредним табелама представљен је ексергијски прорачун ротационе пећи табела 4.9 без система за рекуперацију (рекуператора) и табела 4.10 систем ротациона пећ и рекуператор за загревање ваздуха.

Табела 4.9 Ексергија ротационе пећи

12	Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперире,	1075,648 kJ/s 566,644 kJ/s	880,28 kJ/kg-k												
11	Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.	e_ch 651,35	e_ph 463,75	Укупно e 1115,1	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,258	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,146	1,146			
3	Кисеоник	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,118932	3,97	32	0,1241	0,014755042	0,91	20	25	-4,55	0,005	0,019			
4	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,184	40410	1,06	43003,94	7912,73	1,717	130	25	180,285	4,755	7917,481			
13	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
14	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
Ексергијски губитак kJ/s		4672,99													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,2933 29,33 %													
Улазна ексергија, kJ/s		10106,788													
Излазна ексергија, kJ/s		5433,80													
Ексергијски степен корисности,-		0,5376 53,76 %													

Табела 4.10 Ексергија ротационе пећи и рекуператора

12	Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперирше,	509,685 kJ/s 566,644 kJ/s	417,11 kJ/kg-k												
11	Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.	e_ch 582,44	e_ph 405,78	Укупно e 988,22	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,765	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,404	1,404			
3	Кисеоник	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,118932	3,97	32	0,1241	0,014755	0,91	20	25	-4,55	0,005	0,019			
4	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,1609	40410	1,06	43003,94	6919,33	1,717	130	25	180,285	4,158	6923,493			
13	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
14	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
15	Загрејани ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,506746	0	-	0	0	1,007	330,2	25	307,3364	48,510	48,510			
Ексергијски губитак kJ/s		4120,43													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,3334 33,34 %													
Улазна ексергија, kJ/s		8892,504													
Излазна ексергија, kJ/s		4772,07													
Ексергијски степен корисности,-		0,5366 53,66 %													

Резултати спроведене ексергијске анализе за ротациону пећ без и са рекуператором топлоте представљени су у табели 4.11.

Табела 4.11 Ексергијске стање испитиване пећи без и са рекуператором

	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})	Хемијска ексергија (kJ/kg _{cl})	Физичка ексергија (kJ/kg _{cl})	Ексергија (kJ/kg _{cl})
	ротациона пећ			ротациона пећ са рекуператором		
Улазни токови процеса						
Сировина (доломит)	351.49	0.93	352.42	351.49	0.93	352.42
Гориво	7912.73	4.75	7917.48	6919.33	4.16	6923.49
Ваздух	0	1.15	1.15	0	1.40	1.40
Кисеоник	0,015	0,005	0,019	0,015	0,005	0,019
Укупно:	8264.23	6.83	8271.06	7270.83	6.49	7277.32
Излазни токови процеса						
Калцинат - CaO·MgO	1905.67	520.54	2426.21	1905.67	520.54	2426.21
Излазни гасови (продукти сагоревања)	651.35	463.75	1115.10	582.44	405.78	988.22
Прашина	20.00	5.25	25.26	20.00	5.25	25.26
Топлотни губитак (са плашта пећи)	0	880.28	880.28	0	417.11	417.11
Загрејан ваздух	0	0	0	0	48,51	48,51
Укупно:	2577.02	1869.82	4446.84	2508.11	1397.19	3905.3
Неповратност (kJ/kg _{cl})	3824.22			3372.02		
Ексергијски степен корисности ψ (%)	53.76			53.66		
Корисна ексергијска ефикасност ψ_k (%)	29.33			33.34		

4.3.4 Упоредна анализа ексергијског прорачуна за раличите проценте обогаћења ваздуха за сагоревање кисеоником

Упоредни приказ корисне ексергијске ефикасности и ексергијског степена корисности ротационе пећи са и без рекуператора у зависности од процента кисеоника у ваздуху за сагоревање дат је у табели 4.12, односно графички је представљен сликама 4.4, односно 4.5. У табели 4.12 дата је и промена енергетског степена корисности при уградњи рекуператора.

Табела 4.12 Ексергијски степен корисности и корисна ексергијска ефикасност

		Процент кисеоника у ваздуху			
		21%	22%	23%	24%
Корисна ексергијска ефикасност, - без рекуператора	%	29,33	29,33	29,33	29,33
Корисна ексергијска ефикасност, - са рекуператором	%	33,14	33,20	33,25	33,34
Ексергијски степен корисности, - без рекуператора	%	53,25	53,29	53,47	53,76
Ексергијски степен корисности, - са рекуператором	%	52,82	52,90	53,24	53,66
Енергетски степен корисности, - са рекуператором	%	60,71	61,05	61,30	61,61

Уградња рекуператора подиже степен корисности²⁰ ротационе пећи, који без примене рекуператора износи 53.86%²¹. Пораст степена обогаћења ваздуха за сагоревање за сваки проценат подиже степен корисности система са рекуператором просечно за 0.3%, зато што се смањује потребна количина горива за сагоревање.

Корисна ексергијска ефикасност код система без рекуперације симболично расте зато што на улазну ексергију највише утиче ексергија горива, која не зависи од процента обогаћења ваздуха за сагоревање кисеоником.

Код система са рекуператором корисна ексергијска ефикасност благо расте са порастом обогаћења ваздуха за сагоревање зато што се смањује ексергија ваздуха (смањује се количина азота која се уводи са кисеоником).

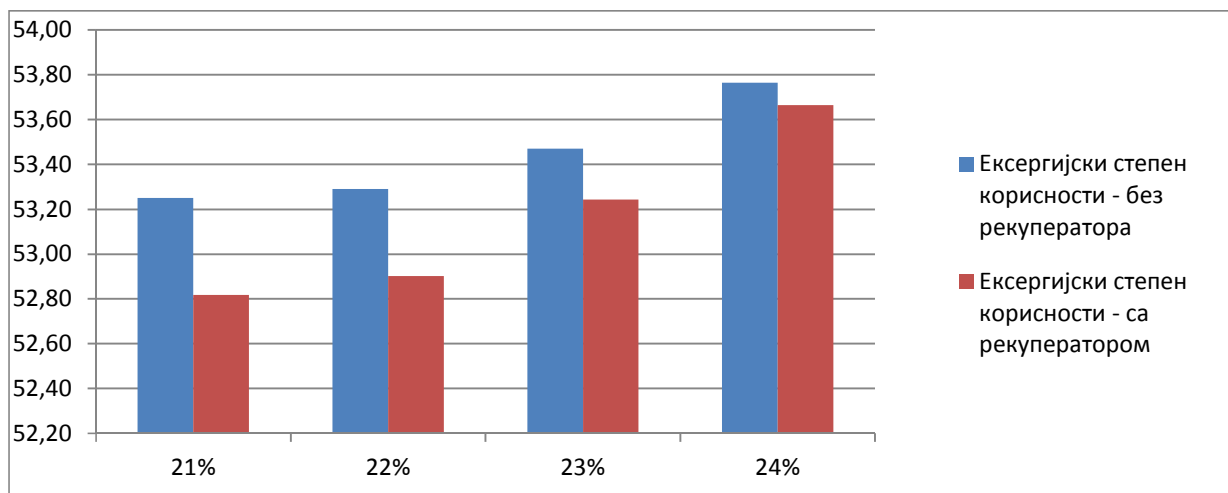
Корисна ексергијска ефикасност код система са рекуператором је виша од оне код система без рекуператора зато што се уградњом рекуператора смањује потрошња горива у пећи.

Ексергијски степен корисности расте са повећањем процента обогаћења зато што се смањују неповратности услед загревања инертног азота са температуре околине на температуру сагоревања. Ово смањење неповратности је веће од неповратности које се јављају мешањем кисеоника и ваздуха при обогаћењу гориве смеше.

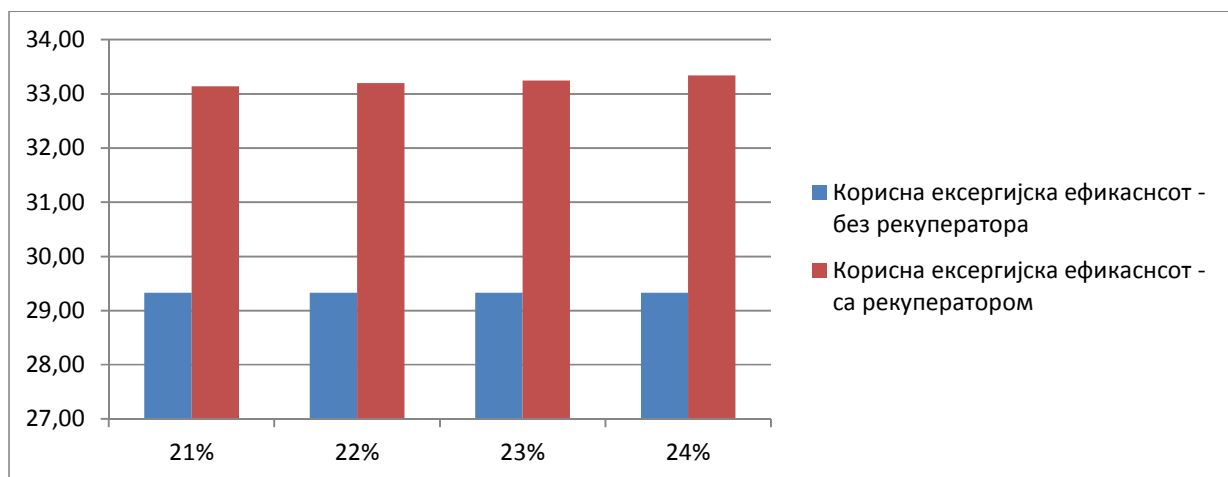
²⁰ Кад се каже степен корисности мисли се на енергетски степен корисности. Ексергијски степени корисности су посебно наглашени.

²¹ Видети поглавље 3. рада.

Ексергијски степен корисности је мањи за систем са рекуператором, у односу на систем без рекуператора. Да би се то објаснило потребно је видети израз (4.14) којим је дефинисан ексергијски степен корисности. Наиме, уградња рекуператора значи још једну неповратност због постојања коначних температурских разлика између плашта и ваздуха за сагоревање. Интересантно је приметити да се ексергијски степени корисности без и са рекуператором приближавају са порастом процента обогаћења (видети слику 4.4). Разлог је повећање температуре загревања ваздуха за сагоревање и смањење количине истог са повећањем степена обогаћења. Другачије речено ексергијски губитак у рекуператору топлоте се са порастом удела кисеоника смањује у односу на добитак: смањење неповратности услед загревања ваздуха на температуру сагоревања.



Слика 4-4 Ексергијски степен корисности



Слика 4.5 Корисна ексергијска ефикасност

5. Одређивање ексергијски оптималног система за коришћење отпадних топлота ротационе пећи за калцинацију доломита

5.1 Системи за коришћење отпадних топлота ротационе пећи

У раду су разматрана четири система за рекуперацију топлоте. У сваком од случајева коришћена је отпадна топлота продуката ротационе пећи. У даљем делу рада биће описана сва четири система, и за сваки од анализираних система биће одређени материјални, топлотни и ексергијски биланси. Под отпадним топлотама мисли се на губитке садржане у физичкој топлоти продуката сагоревања и оне који се предају околни кроз плашт ротационе пећи.

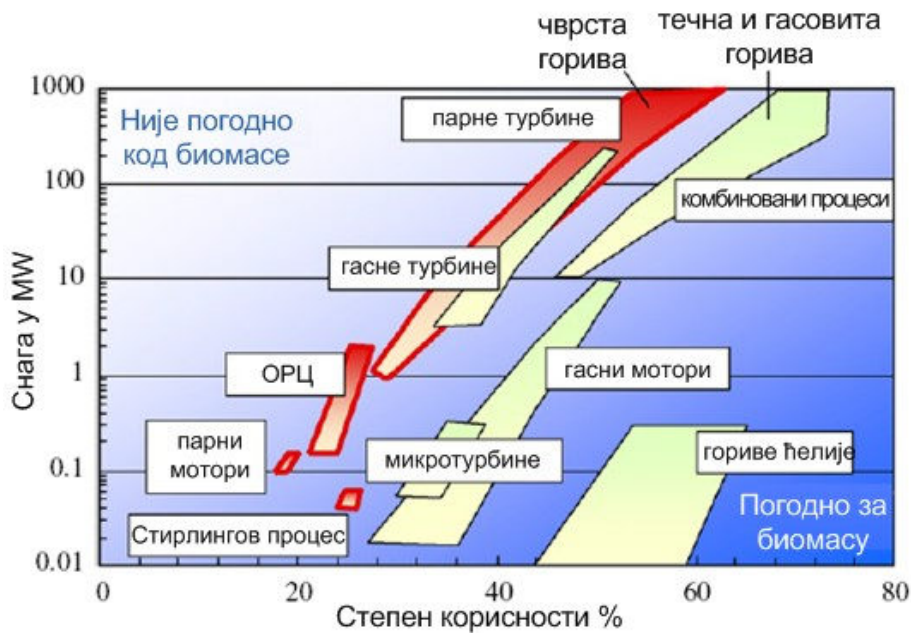
Разматрани су следћи системи за искоришћење отпадних топлота ротационе пећи:

- Систем за загревање ваздуха за сагоревање, топлотом садржаном у продуктима сагоревања
- Систем за загревање воде (вода се у зимском периоду користи за загревање хале, а у летњем периоду за загревање санитарне топле воде) топлотом садржаном у продуктима сагоревања
- Систем за загревање воде (вода се у зимском периоду користи за загревање хале, а у летњем периоду за загревање санитарне топле воде) топлотом садржаном у продуктима сагоревања у комбинацији са анализираним рекуператором, према моделу објашњеном у претходном делу рада
- Систем за коришћење топлоте у продуктима сагоревања за производњу електричне енергије путем Ранкин-Клаузијусовог кружног процеса са органским радним флуидом²².

РЦ²³ процес се историјски најдуже користи за производњу електричне енергије. Данас се ради повећања степена корисности РЦ процеса при коришћењу топлотних извора ниже температуре веома често користе, уместо водене паре, органски радни флуиди у процесу ОРЦ. До избора овог процеса дошло се и на основу препорука које се могу наћи у релевантној литератури. За приближно 1 MW топлоте садржане у продуктима из ротационе пећи на основу дијаграма датог на слици 5.1 најоптималније је за производњу електричне енергије користити ОРЦ.

²² У даљем делу текста се за Ранкин-Клаузијусов кружни процес са органским радним флуидом користи скраћеница ОРЦ.

²³ У даљем делу текста се за Ранкин-Клаузијусов кружни процес са воденом паром користи скраћеница РЦ.



Слика 5.1 Степени корисности и опсези снага у којима се користе различити системи за производњу електрична енергије. ОРЦ – органски Ранкинов циклус. (дијаграм оригинално потиче из (Karl, 2004.), а преузето је из (Karellas, и други, 2008.))

Слика 5.1 показује да су најефикасније технологије за производњу електричне енергије гасни мотори, гориве ћелије, микротурбине и комбиновани процеси. Ови процеси за свој рад захтевају гасовито гориво. Са слике 5.1 се види да су гориве ћелије и микротурбине најефикаснији уређаји за производњу електричне енергије у област малих снага. Гасни мотори су најпожељнији када се из гасовитог горива производи електрична енергија средње снаге, до 10 MW. За постројења са снагом око 1 MW (отпадна топлота продуката сагоревања) најбоље је користити ОРЦ процес.

5.2 Систем за загревање ваздуха за сагоревање, топлотом садржаном у продуктима сагоревања

Топлота садржана у продуктима сагоревања користи се за загревање ваздуха који се затим користи за сагоревање горива у ротационој пећи. Продукти сагоревања на улазу у размењивач топлоте имају температуру од 343 °C. У размењивачу топлоте продукти се хладе до температуре од 150 °C, при чему се ваздух за сагоревање загреје од 20°C до 312 °C. Материјални и топлотни биланс дат је у табели 5.1. Продукти сагоревања који излазе из размењивача воде се у врећасти филтер. Да не би угрозили рад филтра, продукти не смеју имати ни превисоке ни много ниске температуре (кондензација): У постојећој конструкцији продукти се мешају са околним ваздухом тако да температура продукта не буде виша од 130 °C. Шематски приказ овог система дат је на слици 5.2. У табели 5.3 дат је прорачун уштеде горива коришћењем овог система.

Табела 5.1 Материјални и топлотни биланс система за загревање ваздуха

Расположива топлота која се може користити за загревање ваздуха	1006,269	kJ/s
Масени проток ваздуха за сагоревање	3,379	kg/s
Улазна температура ваздуха	20	°C
Претпостављена излазна температура ваздуха	312,08	°C
Средња температура загрејаног ваздуха	166,04	°C
Специфични топлотни капацитет ваздуха (за средњу температуру)	1,019674	kJ/kg K
Израчуната излазна температура ваздуха	312,0828	°C

Табела 5.2 Енталпије продуката сагоревања

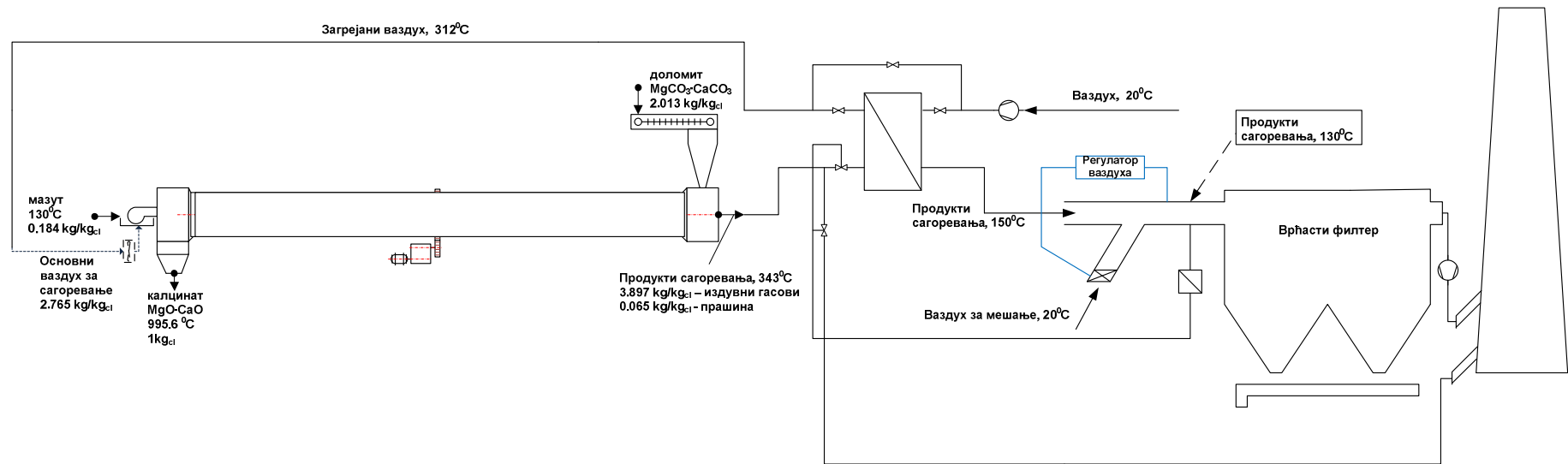
Sastav vlažnog gasa	O ₂ (%)	21		srednja temperatura produkata	
		kg/kg _{cl}	m _N ³ /kg _{cl}	343	150
				cp	cp
CO _{2v}		1,491	0,760	1,888345	1,748356
O _{2v}		0,058	0,041	1,987155	1,859421
SO _{2v}		0,011	0,004	1,559197	1,516888
H ₂ O _v		0,209	0,260	1,318893	1,299817
N _{2v}		2,128	1,702	1,370148	1,329432
				1423,01 kJ/kgcal	599,514 kJ/kgcal
Ukupno		3,897	2,767	1738,84 kJ/s	732,573 kJ/s

Табела 5.3 Коефицијенти за одређивање топлотног капацитета гасова

	A	B	C	D
CO ₂	1,6233	0,00088373	-3,4117E-07	5,1156E-11
SO ₂	1,7392	0,00086734	-4,5312E-07	9,3331E-11
H ₂ O	1,4864	0,00019541	5,4782E-08	-1,6702E-11
N ₂	1,286	8,8706E-05	2,4109E-08	-9,1475E-12
O ₂	1,2943	0,00024487	-7,2489E-08	9,5706E-12
C _p = A + B · t + C · t ² + D · t ³				

Табела 5.4 Прорачун уштеде у потрошњи горива

Улазна енергија	Сагоревање горива (Q ₁) - LHV	7435,44	98,96
	Физичка топлота горивал (Q ₂)	41,07	0,55
	Физичка топлота ваздуха (Q ₃)	22,25	0,30
	Физичка топлота сировине (Q ₄)	14,82	0,20
	Укупно:	7513,58	100,00
Улазни подаци			
	Масени проток горива	0,184	kg/kgcal
	Доња топлотна моћ горива LHV	40410	kJ/kg
	Специфични топлотни капацитет горива	1,717	kJ/kg
	Температура горива	130	°C
	Специфични топлотни капацитет ваздуха	1,006	kJ/kgK
	Специфични топлотни капацитет сировине	0,92	kJ/kgK
	Производња калцината	4399	kgcal/h
Прорачун уштеде горива	Температура ваздуха за сагоревање специфични топлотни капацитет загрејаног ваздуха	312,08	°C
	Физичка топлота загрејаног ваздуха (Q ₃)	1,01967	kJ/kgK
	Потрошња горива, коришћењем загрејаног ваздуха	879,89	kJ/kgcal
	Разлика у потрошњи горива (уштеда)	0,1629	kg/kgcal
	Процент уштеде горива	0,0211	kg/kgcal
	Количина уштеђеног горива	11,47	%
		2228,36	kg/dan



Слика 5.2 Систем за загревање ваздуха коришћењем отпадне топлоте продукта сагоревања

Табела 5.5 Ексергијски прорачун варијантног решења 1

12	Ексергијски губитак топлоте у околину,	996,186 kJ/s		815,25 kJ/kg-k											
11	Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.	e_ch 610,27	e_ph 186,85	Укупно e 797,117	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,765	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,404	1,404			
3	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,184	40410	1,06	43003,94	7912,73	1,717	130	25	180,285	4,755	7917,481			
13	Калцинат	m kg/kgkal	ε _{CaO}	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	ε _{MgO}	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
14	Прашина	m kg/kgkal	ε _{CaO}	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	ε _{MgO}	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
Ексергијски губитак kJ/s		5141,30													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,2933 29,33 %													
Улазна ексергија, kJ/s		10107,079													
Излазна ексергија, kJ/s		4965,78													

5.3 Систем за загревање воде топлотом садржаном у продуктима сагоревања

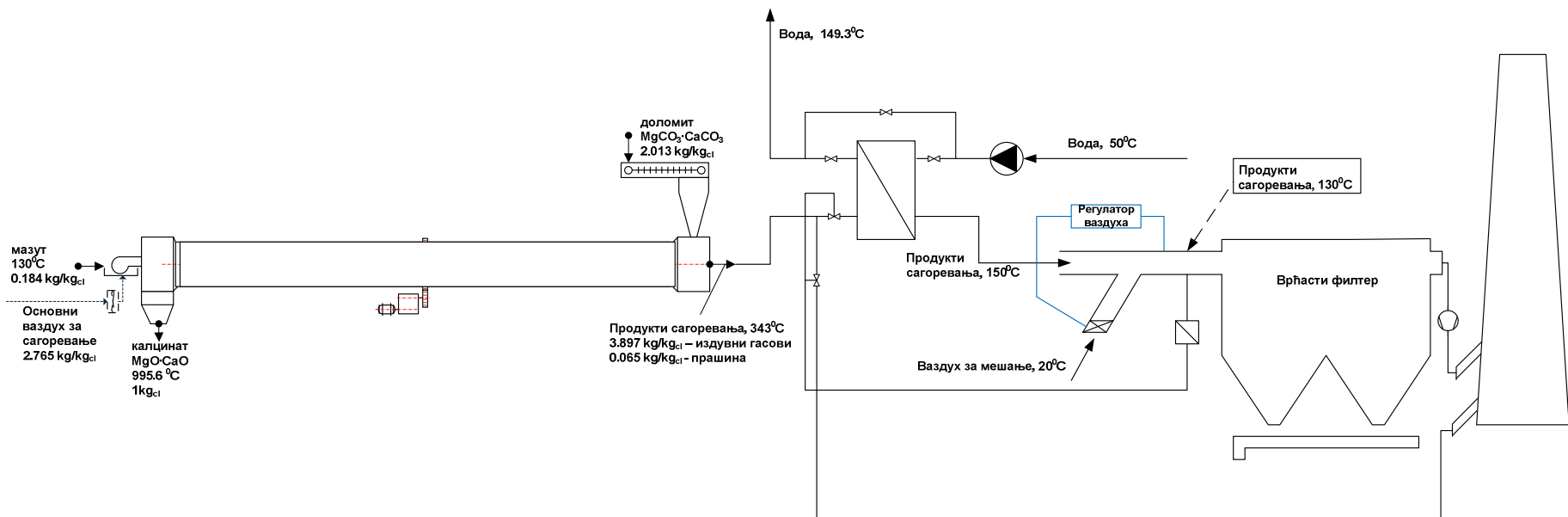
Систем за загревање воде замишљен је тако да се вода у зимском периоду користи за загревање хале, а у летњем периоду за загревање санитарне топле воде у великом централном резервоару. Радни притисак у систему је 6 bar-а. Вода се загрева у размењивачу при чему се продукти сагоревања хладе са 343°C на 150°C при чему се вода загрева са 50°C на 149,3°C. Материјални и топлотни биланси дати су у табели 5.4

Табела 5.6 Материјални и топлотни биланс система за загревање воде

Расположива топлота која се може користити за загревање воде	1006,269	kJ/s
Масени проток воде	2,40	kg/s
Улазна температура воде	50	°C
Претпостављена излазна температура воде	149,3	°C
Средња температура воде	99,65	°C
Специфични топлотни капацитет воде (за средњу температуру)	4,22	kJ/kg K
Израчуната излазна температура воде	149,33	°C

Систем за загревање воде дат је на слици 5.3 при чему су дате и остале компоненте система. Као што је већ речено врећасти филтер мора бити обезбеђен као и у претходном случају. У табели 5.7 дат је ексергијски прорачун варијантног решења, при чему је корисна ексергијска ефикасност:

$$\psi_k = \frac{\text{корисна ексергија}}{\text{укупна улазна ексергија}} = \frac{Ex_{\text{калцината}} + Ex_{\text{воде}}}{\sum_{in} Ex_j}$$



Слика 5.3 Систем за загревање воде коришћењем отпадне топлоте продуката сагоревања

Табела 5.7 Ексергијски прорачун варијантног решења 2

12	Ексергијски губитак топлоте у околину,	996,186 kJ/s		815,25 kJ/kg-k											
11	Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.	e_ch 610,27	e_ph 186,85	Укупно e 797,117	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,765	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,404	1,404			
3	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,184	40410	1,06	43003,94	7912,73	1,717	130	25	180,285	4,755	7917,481			
4	Вода	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		1,9641	0,0009	18	0,00	0,00	4,174	50	25	104,35	8,145	8,145			
13	Загрејана вода	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		1,9641	0,0009	18	0,00	0,00	4,313	149,3	25	536,1059	172,899	172,899			
14	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
15	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
Ексергијски губитак kJ/s		4939,98													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,3139 31,39%													
Улазна ексергија, kJ/s		10117,031													
Излазна ексергија, kJ/s		5177,05													

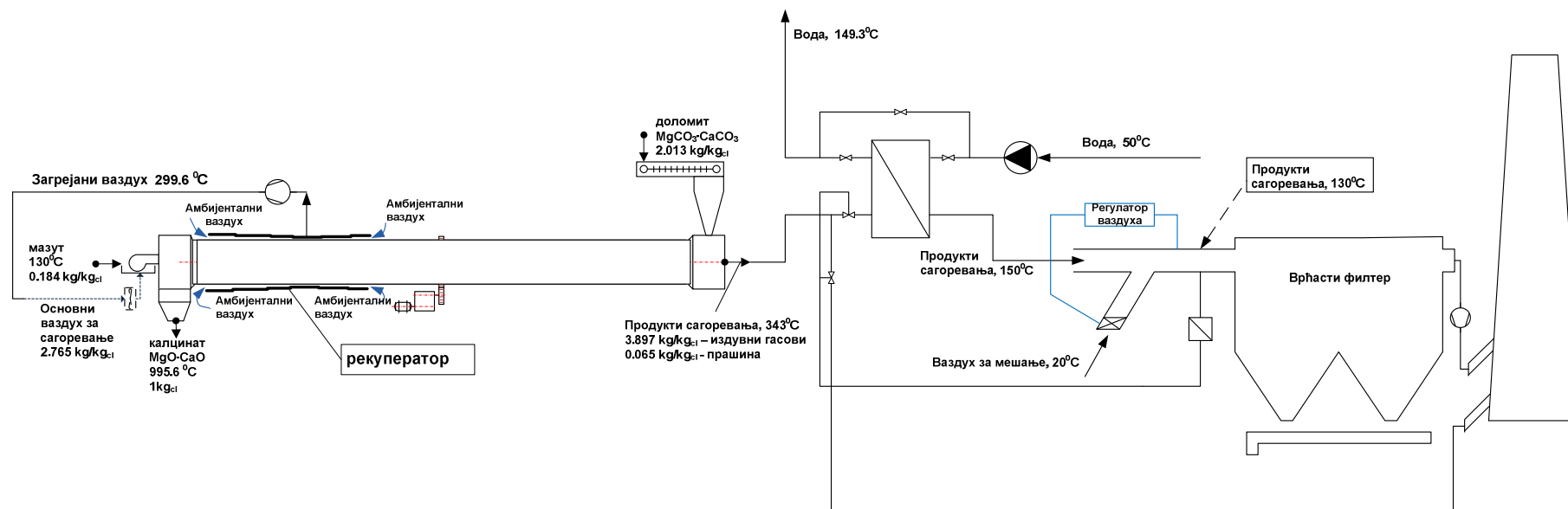
5.4 Систем за загревање воде топлотом садржаном у продуктима сагоревања у комбинацији са рекуператором топлоте који користи топлоту са плашта ротационе пећи.

Овај систем се ослања на претходни при чему се додаје и рекуператор топлоте у коме се загрева ваздух за сагоревање. Модел рекуператора са материјалним и топлотним билансом дат је у поглављу 3.7.1 овог рада. Материјални и топлотни биланс размењивача у којем се загрева вода исти је као и у претходном поглављу. Овим системом се загрева вода у размењивачу од 50°C до 149,3 °C при чему се у рекуператору загрева ваздух за сагоревање до температуре од 299,6 °C. У табели 5.8 дат је прорачун уштеде горива која се постиже применом овог варијантног решења. На слици 5.5 шематски је приказано варијантно решење са компонентама. Ексергијски прорачун приказан је у табели 5.9, при чему је корисна ексергијска ефикасност:

$$\psi_k = \frac{\text{корисна ексергија}}{\text{укупна улазна ексергија}} = \frac{E_{x_{\text{калцината}}} + E_{x_{\text{воде}}}}{\sum_{in} E_{x_j}}$$

Табела 5.8 Уштеда горива коришћењем рекуператора топлоте

O ₂ (%)	21	
Укупна улазна енергија	7513,58	kJ/kgcal
Температура загрејаног ваздуха	299,60	С
Специфични топлотни капацитет загрејаног ваздуха	1,0454	kJ/kgK
Физичка топлота загрејаног ваздуха	866,00	kJ/kgcal
Потрошња горива коришћењем размењивача	0,1632	kg/kgcal
Уштеђена количина горива по килограму производа	0,0208	kg/kgcal
Процент уштеде	11,29	%
Количина уштеђеног горива	2192,29	kg/dan



Слика 5.4 Систем за загревање воде и ваздуха коришћењем отпадних топлота ротационе пећи

Табела 5.9 Ексергијски прорачун варијантног решења 3

12	Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперире,	494,579 kJ/s 502,227 kJ/s	404,75 kJ/kg-k												
11	Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.	e_ch 518,20	e_ph 186,85	Укупно e 705,047	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,765	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,404	1,404			
3	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,1619	40410	1,06	43003,94	6963,04	1,717	130	25	180,285	4,184	6967,224			
4	Вода	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		1,9641	0,0009	18	0,00	0,00	4,174	50	25	104,35	8,145	8,145			
13	Загрејана вода	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		1,9641	0,0009	18	0,00	0,00	4,313	149,3	25	536,1059	172,899	172,899			
14	Калцинат	m kg/kgkal	ξ _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	ξ _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
15	Прашина	m kg/kgkal	ξ _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	ξ _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
Ексергијски губитак kJ/s		4392,93													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,3546 35,46 %													
Улазна ексергија, kJ/s		8955,870													
Излазна ексергија, kJ/s		4562,94													

5.5 Системи за коришћење топлоте у продуктима сагоревања за производњу електричне енергије

5.5.1 ОРЦ циклус теоријске основе

ОРЦ је термодинамички процес, који је добио назив по томе што користи органски флуид велике молекуларне масе, током којег се промена фазе течности-пара одвија при нижим температурама засићења него код промене фаза вода-водена пара у случају Ранкин-овог процеса који користи воду као радни флуид.

Радни флуид омогућава искоришћење топлоте из енергетских извора као што су:

- топлота из геотермалних извора
- соларна енергија
- топлотна енергија ослобођена сагоревањем биомасе
- индустријска отпадна топлота (топлота у продуктима сагоревања и топлота услед спољашњег расхлађивања)

Помоћу овог циклуса расположива топлотна енергија се претвара у користан механички рад, а даље се тај рад може претворити у електричну енергију. Први прототип развили су и представили 1961. године израелски инжењери за соларну енергију Harry Zvi Tabor и Lucien Bronicki [67].

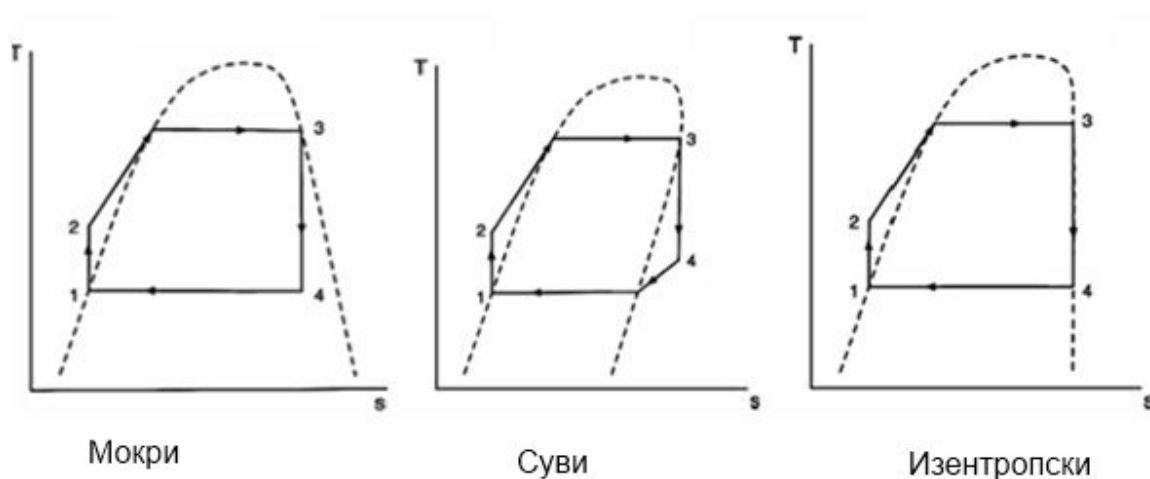
Табела 5.10 Упоредна својства неких органских флуида и воде [66]

Назив	Хемијска формула	Моларна маса (kg/kmol)	Критична тачка	
			Температура (°C)	Притисак (bar)
вода	H ₂ O	18,02	373,95	220,64
циклопропан	C ₃ H ₆	42,08	125,15	55,80
пропан	C ₃ H ₈	44,10	96,74	42,51
пентан	C ₅ H ₁₂	72,15	196,55	33,70
изопентан	C ₅ H ₁₂	72,15	187,20	33,78
циклохексан	C ₆ H ₁₂	84,16	280,49	40,75
хексан	C ₆ H ₁₄	86,18	234,67	30,34

Принцип рада ОРЦ-а је сличан оном код Ранкине-овог процеса: радном флуиду се повећава притисак у пумпи до радног притиска увећаног за падове притиска у измењивачима топлоте и цевоводима. У измењивачима радном флуиду се доводи топлота, при чему се радни флуид загрева и даљим довођењем топлоте испарава. Након тога радни флуид експандира у турбини, а потом се кондензује у кондензатору. Тако охлађен поново се враћа на почетак процеса, тј. у пумпу. У идеалном процесу експанзија и компресија

одвијају се изентропски, а процеси испаривања и кондензације су изобарски. У реалном процесу присутни су неповратни губици па реални процес има мањи степен корисности од теоријског. Узроци неповратности садржани су у експанзији – само део енергије из разлике притисака може се претворити у користан рад, а други део се претвара у топлоту и бива изгубљен. Ефикасност експанзије турбине дефинише се поређењем са изентропском експанзијом (дефинисање степена добротe експанзије).

На слици 5.5 приказани су идеални ОРЦ процес у T-s дијаграму за случај примене мокрог, сувог и изентропског радног флуида. Сувим флуидима сматрамо она органска једињења која имају позитиван нагиб криве сувозасићене паре, за разлику од изентропских код којих је нагиб криве сувозасићене паре приближно вертикалан, односно мокрих код којих је нагиб криве сувозасићене паре негативан.



Слика 5.5 Термодинамички процес идеалног ОРЦ процеса са мокрим, сувим изентропским радним флуидом

Из T-s дијаграма је видљиво да суви флуид, након експанзије засићене паре у турбини, остаје у парној фази. Ради тога код сувих флуида није обавезно прегрејавање паре пре увођења у турбину. У неким случајевима може се користити благо прегрејавање ако то побољшава степен корисности, односно укупне перформансе ОРЦ процеса. С обзиром да флуиду након експанзије у турбини треба одвести топлоту да би се охладио до температуре кондензације, уобичајено се користи регенератор.

Код изентропског флуида крива сувозасићене паре је приближно вертикална односно одликује се приближно константном ентропијом. Ради тога, експанзија у турбини завршава у близини криве сувозасићене паре. Ради тога, прегрејавање флуида као ни коришћење регенератора није нужно. Такође је видљиво да је код мокрог флуида, ради избегавања превеликог удела влажне фазе на крају експанзије у турбини, потребно

користити прегрејавање флуида. Због више температуре остварене прегрејавањем теоријски су могући виши степени корисности процеса. Међутим, утицај температуре прегрејавања на степен корисности и укупне перформансе процеса повезан је и са вредношћу радног притиска. С обзиром на то да је латентна топлота испаривања већа код нижих притисака, испаривање флуида на нижим притисцима захтева већу количину топлоте, док испаривање флуида на вишим притисцима захтева мању количину топлоте, али и већи рад доведен на појној пумпи.



Слика 5.6 Пример израђеног ОРЦ модула

5.5.2 ОРЦ циклус за производњу електричне енергије

У овом раду извршена је анализа могућности примене ОРЦ процеса који као радни медијум користи изопентан. Изопентан је изабран на основу примера из праксе где се код сличних температура продуката на излазу из ротационе пећи за производњу цемента препоручује овај радни флуид. Радни притисци процеса су 30 bar-а и 1,4 bar-а. Масени проток радног флуида (изопентана) је 1,5 kg/s.

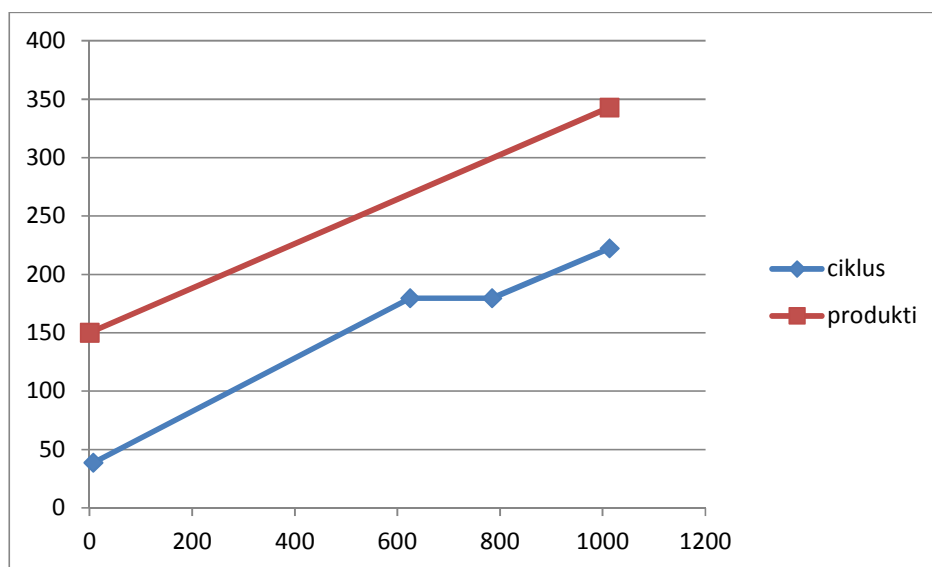
Усвојени параметри система представљени су у табели 5.12. Вредности термодинамичких величина дате су у табели 5.11.

Табела 5.11 Параметри система²⁴

Степен добротe експанзије турбине (%)	85
Механички степен корисности турбине (%)	99
Степен корисности пумпе (%)	98
Механички степен корисности генератора (%)	98
Електрични степен корисности генератора (%)	98

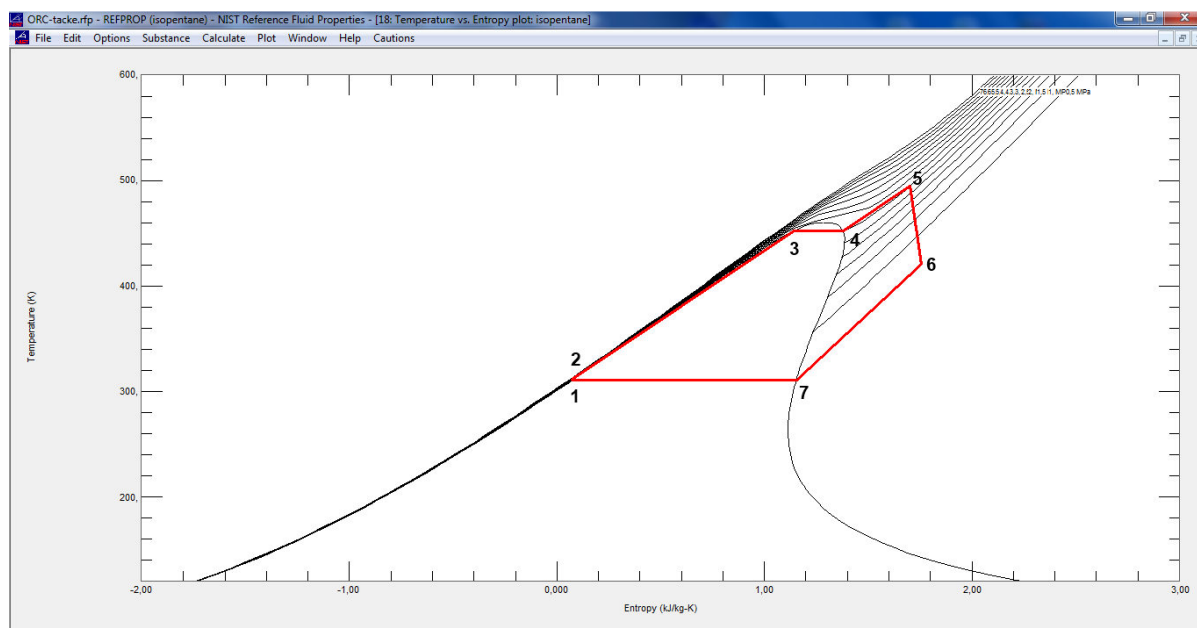
Табела 5.12 Вредности карактеристичних тачака ОРЦ процеса

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	310,67	0,14000	602,01	22,473	0,073277
2	311,76	3,0000	605,43	27,210	0,073277
3	452,65	3,0000	352,51	438,81	1,1439
4	452,65	3,0000	126,21	545,31	1,3792
5	495,38	3,0000	73,720	698,07	1,7032
6	420,54	0,14000	2,9459	577,37	1,7544
7	310,67	0,14000	4,1392	358,11	1,1536
8	310,67	0,14000	602,01	22,473	0,073277



Слика 5.7 ОРЦ процес у h-T дијаграму

²⁴Усвојене вредности из рада Henry A. Mlčak [41]



Слика 5.8 ОРЦ процес у T-s дијаграму

На основу приказаног процеса за производњу електричне енергије помоћу ОРЦ процеса одређују се карактеристике кружног процеса дате у табели 5.13:

Табела 5.13 Излазне величине ОРЦ процеса

Користан рад	120,73	kJ/kg
	181,09	kW
Степен корисности процеса	18,00	%
Корисна снага генератора	172,18	kW
Снага електромотора пумпе	7,25	kW
Топлота у јединици времена која се размени у кондезатору	832,3	kW

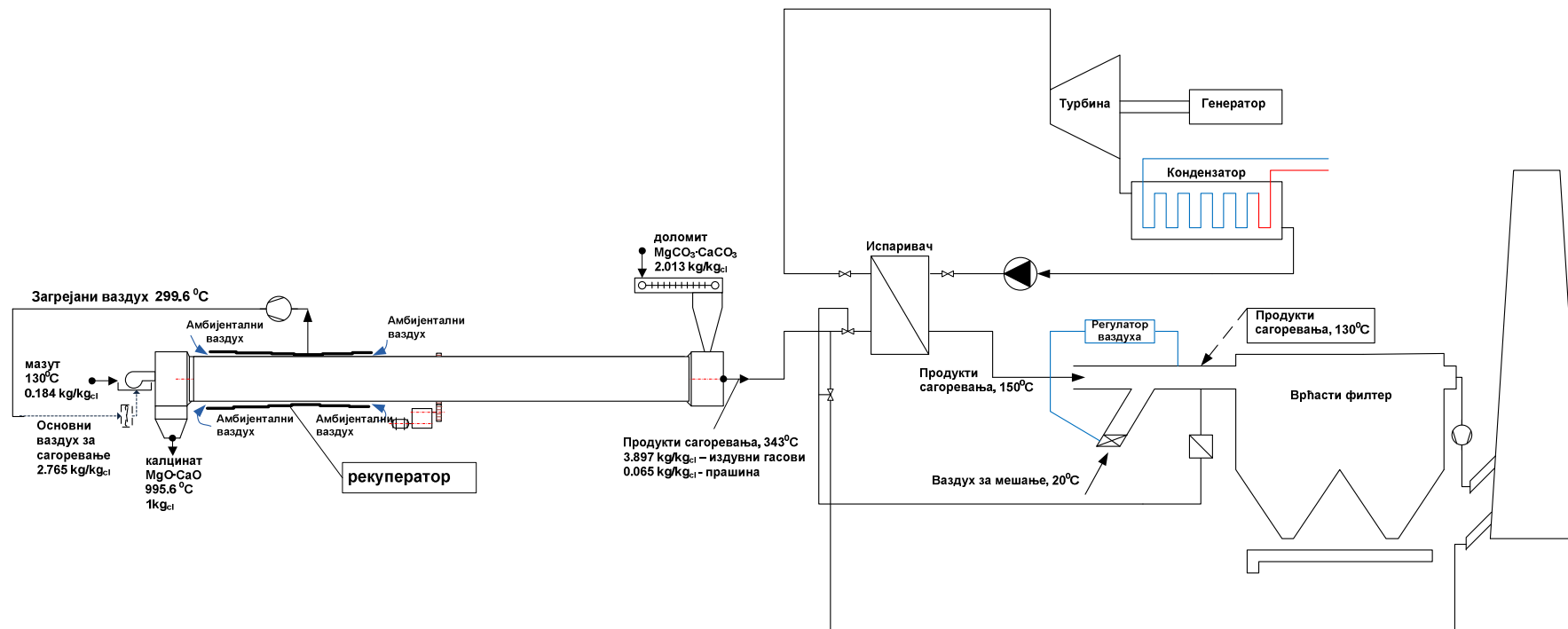
На основу одређене топлоте коју је потребно разменити у кондезатору израчунава се температура воде која се загрева у размењивачу, прорачун је дат у табели 5.14.

Табела 5.14 Прорачун размене топлоте у кондезатору

Расположива топлота која се може користити за загревање воде	832,3	kJ/s
Масени проток воде	2,40	kg/s
Улазна температура воде	20	°C
Претпостављена излазна температура воде	103	°C
Средња температура воде	61,5	°C
Специфични топлотни капацитет воде (за средњу температуру)	4,179	kJ/kg K
Израчуната излазна температура воде	102,98	°C

Овим системом се у генератору може добити 172,18 kW електричне енергије, при чему се у кондензатору загрева вода од 20°C до 103°C. Поред наведеног у рекуператору се загрева ваздух за сагоревање до температуре од 299,6°C. На слици 5.9 шематски је приказано варијантно решење са компонентама. Ексергијски прорачун приказан је у табели 5.15, при чему је корисна ексергијска ефикасност:

$$\psi_k = \frac{\text{корисна ексергија}}{\text{укупна улазна ексергија}} = \frac{Ex_{\text{калцината}} + Ex_{\text{електрична енергија}} + Ex_{\text{воде}}}{\sum_{in} Ex_j}$$



Слика 5.9 Систем за коришћење топлоте у продуктима сагоревања преко ОРЦ процеса

Табела 5.15 Ексергијски прорачун ОРЦ процеса

I2 Ексергијски губитак топлоте у околину, Део ексергије који се рекуперирше,		494,579 kJ/s 502,227 kJ/s		404,75 kJ/kg-k											
I1 Ексергија излазних гасова kJ/kg kal.		e_ch 518,20	e_ph 186,85	Укупно e 705,047	Резултати су добијени на основу развијеног модела у програмском пакету Dymola, кодови програма дати су у додатку рада										
1	Сировина - доломит	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,013	32200	184,411	174,61	351,49	0,92	8	25	-15,64	0,934	352,4236			
2	Ваздух	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		2,765	0	-	0	0	1,007	8	25	-17,119	1,404	1,404			
3	Гориво	m kg/kgkal	LHV kJ/kg	fi 1,06	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		0,1619	40410	1,06	43003,94	6963,04	1,717	130	25	180,285	4,184	6967,224			
4	Вода	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		1,9641	0,0009	18	0,00	0,00	4,183	20	25	-20,915	0,349	0,349			
5	Пумпа - електрична енергија	Pel kW 7,25				e kJ/kg-k 5,933									
I3	Загрејана вода	m kg/kgkal	e0_ch kJ/kmol	M _M kg/kmol	e0_ch kJ/kg	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k			
		1,9641	0,0009	18	0,00	0,00	4,22	103	25	329,16	72,244	72,244			
I4	Калцинат	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		1	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	1905,67	1,008	995,6	25	978,365	520,54	2426,21
I5	Прашина	m kg/kgkal	g _{CaO} -	MM CaO kg/kmol	e0_ch, CaO kJ/kmol	g _{MgO} -	MM MgO kg/kmol	e0_ch, MgO kJ/kmol	e_ch kJ/kg-k	c kJ/kgK	t °C	t ₀ °C	Δh kJ/kg-k	e_ph kJ/kg-k	e kJ/kg-k
		0,065	0,576	56,08	127300	0,408	40,311	59100	20,00	1,008	300	25	277,2	5,25	25,26
I6	Генератор - електрична енергија	Pg kW 172,18				e kJ/kg-k 140,907									
Ексергијски губитак kJ/s		4341,47													
Потрошња сировине у kg/s		2,50													
Производња калцината kg/s		1,222													
Корисна ексергијска ефикасност, -		0,3602 36,02 %													
Улазна ексергија, kJ/s		8953,594													
Излазна ексергија, kJ/s		4612,13													

5.6 Упоредна анализа система за коришћење отпадне топлоте продуката сагоревања

На основу спроведене енергетске и ексергијске анализе може се извршити поређење предложених решења. Вредности корисних ексергијских степена корисности и анализираних решења представљени су у табели 5.16.

Табела 5.16 Ексергијски степен корисности и корисна ексергијска ефикасност предложених решења

Предложено варијантно решење за коришћење отпадне топлоте	Корисна ексергијска ефикасност (%)
Загревање ваздуха	29,33
Загревање воде без коришћења рекуператора	31,39
Загревање воде са коришћењем рекуператора	35,46
Производња електричне енергије ОРЦ процес са рекуператором	36,02

Упоређивањем горњег и доњег дела табеле 5.16 види се, што је и очекивано, да је коришћење топлоте са плашта пећи и отпадне топлоте од димних гасова ефикасније од коришћења само отпадне топлоте од димних гасова. Од свих система најефикаснији је систем код кога се отпадна топлота користи у когенеративном процесу за производњу електричне енергије. Разлог лежи у чињеници што се овим процесом највише ексергија димних гасова на користан начин троши. При процесу когенерације најмање су неповратности јер је најмања температурска разлика у размењивачу где се од димних гасова одузима топлота. И еколошки гледано процес когенерације је најбољи јер се њиме смањује еквивалентна емисија загађујућих материја из електроенергетског система Републике Србије. Наиме, готово 70% електричне енергије се у нашој земљи производи у термоелектранама.

Закључак рада

У овом тренутку повећање енергетске ефикасности у индустрији обојених метала је од кључног значаја за њен развој и конкуритивност на међународном тржишту. У овом раду представљено је и анализирано једно оригинално техничко решење за повећање енергетске ефикасности коришћењем отпадне топлоте са плашта ротационих пећи. Поред њега анализирана је и могућност коришћења ваздуха обогаћеног кисеоником за сагоревање унутар пећи, као и различите могућности коришћења отпадне топлоте садржане у гасовитим продуктима који се испуштају из пећи. Ротационе пећи имају значајну улогу у индустријама цемента и обојених метала. Испитивана ротациона пећ се користи у производњи магнезијума.

Енергетски биланс ротационе пећи, која се користи за калцинацију доломита у производњи магнезијума, показао је да су два главна извора топлотних губитака:

1. топлотни губици кроз плашт ротационе пећи (26,35% од улазне енергије) и
2. топлотни губици у продуктима сагоревања (18,95% од улазне енергије)

Да би се смањио губитак топлоте, у зони калцинације користи се размењивач топлоте који формира струјни простор прстенастог облика између плашта пећи и унутрашње површине размењивача. Предложено решење је: брзо применљиво, изузетно је профитабилно (прост период отплате је мањи од 6 месеци), омогућује искоришћење конвективних и зрачних губитака топлоте са плашта пећи, спречава прегревање пећи, не нарушава њене технолошке параметре рада, не захтева повишени притисак ваздуха и може се применити на различитим врстама ротационих пећи са сличним површинским расподелама температура. Коришћењем овог решења мире се два супротна пројектна захтева: један је изолација ротационе пећи, а други спречавање њеног прегревавања у зони сагоревања горива (зона калцинације). Предложено решење би се применило у зони са највишим температурама плашта, где се код постојеће пећи ради осигурања од прегревања користи систем дуваљки. Остатак пећи, где се материјал загрева хлађењем гасовитих продуката који напуштају зону калцинације, може се додатно изоловати са спољне стране.

Представљени математички модел омогућава да се добије геометрија рекуператора топлоте тако да се од пећи одузима само она количина топлоте која би се предала околини када би ротациона пећ била без рекуператора. Примена размењивача смањује потрошњу горива за 12,00%, а повећава енергетски степен корисности за 7,35% и ексергијски степен за 3,81%. Природно, за повећање ексергијске ефикасности, струјање ваздуха у рекуператору и његова геометрија треба да се подесе тако да се добије супротносмерни ефекат струјања, са што је могуће мањим температурским разликама између температура плашта и ваздуха који се предгрева. Осим поменутог, још је неопходно и да се сагоревање горива у пећи врши са што је могуће нижим коефицијентом вишка ваздуха.

У раду је на основу представљеног математичког модела размене топлоте у рекуператору развијен програмски пакет у програму „МАТЛАБ“ који омогућава одређивање геометријских параметара размењивача и температуре у систему за различите ротационе пећи. За његово коришћење потребно је знати расподелу температура на плашту ротационе пећи, њене димензије и услове околине (отворен, затворен, заклоњен положај) у којој је пећ постављена.

На основу поменутог програма димензионисани су рекуператори континуалне геометрије за случајеве када се за сагоревање у ротационој пећи користи ваздух обогаћен кисеоником. Резултати су показали да се рекуператор на испитиваној пећи не може применити уколико се за сагоревање у њој користи ваздух обогаћен са више од 24% кисеоника (гранична вредност).

Обогаћивање ваздуха за сагоревање кисеоником праћено је благим повећањем енергетских и ексергијских степена корисности пећи са и без рекуператора топлоте. Само коришћење обогаћеног ваздуха има низ позитивних и негативних страна које су детаљније поменуте у другом поглављу рада.

Како ће се користити отпадна топлота димних гасова у многеме зависи од осталих енергетских потреба компаније која користи дату ротациону пећ. Сигурно да је најјефтиније отпадну физичку топлоту, коју садрже димни гасови и која износи 1MW, користити за загревање воде у систему даљинског грејања. Обично оволика количина топле воде није потребна током целе године па јој систем за загревање ваздуха за сагоревање, и ако мање ефикасан, може економски парирати. Ексергијски гледано од оба поменута система за коришћење отпадне топлоте гасовитих продуката из ротационе пећи боље је користити когенерационо постројење. Оно производи електричну енергију која је најквалитетнији облик енергије и на тај начин компанији штеди огроман трошак за електричну енергију. Осим поменутих користи, когенеративно постројење има и еколошких предности када знамо да се готово 70% електричне енергије у Републици Србији производи у термоелектранама. У раду је извршена једна основна анализа процеса когенерације. Дубља анализа захтевала би оптимирање ОРЦ-а и анализу, и оптимирање других могућности когенерације применом класичног Ранкин-Клаузијусовог кружног процеса са воденом паром или Калининог процеса са мешавином радних флуида.

Номенклатура

a	однос између спољашњег пречника пећи и унутрашњег пречника рекуператора, -
A	површина, m^2
c	специфични топлотни капацитет, $kJ/(kgK)$
$c_{p,i}$	специфични топлотни капацитет при константном притиску за i -ти гас, $kJ/(m^3\ ^0C)$ $kJ/(kgK)$,
$c_{p,a}$	специфични топлотни капацитет при константном притиску, $kJ/(kgK)$
C_{CA}	инвестициони трошкови, €
C_E	оперативни трошкови енергије, €/year
C_{EL}	специфични трошкови електричне енергије, 0.05 €/kWh
C_{HFO}	специфични трошкови мазута, 0.566 €/kg
C_S	трошкови одржавања и чишћења, €/year
C_{tot}	total costs, €
d	спољашњи пречник ротационе пећи, 2.8m
d_h	хидраулични пречник, m
d_r	унутрашњи пречник рекуператора, m
d_{r1}	спољни пречник унутрашње површине рекуператора, m
d_{r2}	спољашњи пречник рекуператора, m
e	специфична ексергија, kJ/kg
e_{ch}^0	стандардна хемијска ексергија на референтном стању (298.15 K, 101325 Pa), kJ/mol
Ex	ексергија, kJ/kg_{cl}
Ex_Q	ексергија топлоте, kJ/kg_{cl}
$f_3(P_r)$	функција која описује ефекат Прандтл броја, -
F_{ann}	корективни фактор за одређивање Нусселт броја за проток у концентричним прстенастим каналима,-
g	гравитација, ms^{-2}
h	специфична енталпија, kJ/kg
h_0	специфична енталпија у стандардном референтном стању, kJ/kg
I	неповратност, kJ/kg_{cl}

k_1	коэффициент за одређивање Нусселт броја при турбулентном струјању у концентричним прстенастим каналима, -
K_i	фактор корекције за Нусселтов број у i -том делу рекуператора, -
l	дужина, m
LHV	доња топлотна моћ горива, kJ/kg
m	маса, kg/kg _{cl}
\dot{m}	масени проток, kg/s
$m_{H_2O,d}$	маса воде у доломиту, kg/kg _{cl}
M	моларна маса, kg/kmol
N_u	Nusselt-ов број, -
P_{FAN}	снага вентилатора, kW
P_r	Prandtl-ов број, -
Q_1	хемијска енергија горива, kJ/kg _{cl}
Q_2	енергија горива, kJ/kg _{cl}
Q_3	енергија ваздуха за сагоревање, kJ/kg _{cl}
Q_4	енергија доломита, kJ/kg _{cl}
Q_5	енергија продуката сагоревања, kJ/kg _{cl}
Q_6	енергија калцината, kJ/kg _{cl}
Q_7	топлота формирања калцината, kJ/kg _{cl}
Q_8	енергија прашине, kJ/kg _{cl}
Q_9	топлота декарбонизације од прашине, kJ/kg _{cl}
Q_{10}	топлота сушења доломита, kJ/kg _{cl}
Q_{11}	укупан губитак топлоте кроз плаштротационе пећи, kJ/kg _{cl}
\dot{Q}	снага, kW
$\dot{Q}_{11,a}$	аналитички добијена укупна топлотна снага плашта ротационе пећи, kW
$\dot{Q}_{rad,sr}$	зрачење од спољне површине пећи ка унутрашњој површини рекуператора, kW
r	топлота испаравања водене паре, kJ/kg
R	универзална гасна константа, 8.314 kJ/(kmolK)
R_a	Rayleigh-ов број, -
Re	Reynolds-ов број, -

R_e^*	кориговани Reynolds-ов број за проток у концентричном прстенастом каналу, -
$R_{\Delta HFO}$	годишњи приход од система за рекулпацију, €/year
s	специфична ентропија, kJ/kgK
s_0	специфична ентропија у стандардном референтном стању, kJ/(kgK)
t	температура, °C
t_0	амбијентална температура, °C
T	температура, K
$T_{a,m,i}$	средња температура ваздуха у i -том делу рекулпатора, K
T_0	температура у стандардном референтном стању, 298K
V	запремина, m ³ /kg _{cl}
w	брзина ваздуха, m/s
x	масени однос фракција, wt%
y	запремински однос фракција, vol%

Грчка слова

α	коэффициент прелаза топлоте, $W/(m^2K)$
β	коэффициент термичког ширења, K^{-1}
ε	коэффициент емисивности, 1
η	степен енергетске ефикасности пећи, %
κ	топлотна дифузија, m^2/s
λ	коэффициент топлотне проводљивости, $W/(mK)$
ν	кинематска вискозност, m^2/s
ξ_{app}	фактор трења, -
σ	Steffan-Boltzmann константа, $5.67 \cdot 10^{-8} W/(m^2K^4)$
τ	укупно годишње радно време, 8280 h/year
ψ	ексергијске ефикасност, %
ψ_k	корисна ексергијска ефикасност, %
Δm_{HFO}	смањење потрошње горива, kg/kg_{cl}
ΔH_{CaO}	топлота реакције $CaCO_3=CaO+CO_2$, kJ/kg_{CaO}
ΔH_{MgO}	топлота реакције $MgCO_3=MgO+CO_2$, kJ/kg_{MgO}

Индекси

<i>a</i>	<i>ваздух</i>
<i>ch</i>	<i>хемијски</i>
<i>cl</i>	<i>калцинат</i>
<i>conv</i>	<i>конвекција</i>
<i>C</i>	<i>carbonCaO</i> <i>калцијум оксид</i>
<i>d</i>	<i>доломит</i>
<i>dust</i>	<i>прашина у издувним гасовима</i>
<i>H</i>	<i>водоник</i>
<i>HFO</i>	<i>мазут</i>
<i>i</i>	<i>i=CO₂, H₂O, SO₂, N₂, O₂</i> <i>врста у издувним гасовима</i>
<i>in</i>	<i>означава све токове улазе у пећ, или улаз ваздуха у i-тог део рекуператора</i>
<i>j,k</i>	<i>компонента</i>
<i>mix</i>	<i>гасна смеша</i>
<i>MgO</i>	<i>магнезијум оксид</i>
<i>out</i>	<i>означава све токове који напуштају сушару, или ваздух напушта i-ти део рекуператора</i>
<i>O</i>	<i>кисеоник</i>
<i>p</i>	<i>предгревање</i>
<i>ph</i>	<i>physicalr</i> <i>означава унутрашњу површину рекуператора</i>
<i>r₂</i>	<i>означава спољашњу површину рекуператора</i>
<i>rad</i>	<i>зречење</i>
<i>S</i>	<i>сумпор</i>

Списак слика

Слика 1.1 Преглед потрошње финалне енергије по секторима у 2010.год.	8
Слика 1.2 Преглед потрошње финалне енергије по енергентима у 2010. год.	8
Слика 1.3 Структура потрошње примарне енергије у региону за 2010.год.	9
Слика 1.4 Потрошња примарне енергије по становнику у 2010.год.	9
Слика 1.5 Кретање индустријске производње у Републици Србији у периоду 1946-2010.год.	120
Слика 1.6 Очекивано кретање БДП-а у Републици Србији до 2030.год.	101
Слика 1.7 Учешће трошкова енергије у индустрији ЕУ.	102
Слика 1.8 Упоредна пројекција финалне потрошње енергије.	104
Слика 2.1 Принцип рада ротационе пећи.	17
Слика 2.2 Вертикална пећ.	17
Слика 2.3 Механизми за погон ротационе пећи.	18
Слика 2.4 Пример ротационе пећи.	18
Слика 2.5 Принцип еквивалентног повећања процента кисеоника у ваздуху за сагоревање. ...	22
Слика 2.6 Линдеов поступак добијања течног ваздуха.	24
Слика 2.7 Ректификација течног ваздуха.	25
Слика 2.8 Раздвајање азота и кисеоника из ваздуха мембранским поступком.	25
Слика 2.9 PSA (адсорпција са изменом притиска).	26
Слика 3.1 Постројење за производњу калцината. 1. Ротациона пећ. 2. Горионик. 3. Бункер за калцинат. 4. Бункер за доломит. 5. Електрофилтер. 6. Димњак.	30
Слика 3.2 Преглед мерних места производној линији за калцинацију доломита.	33
Слика 3.3 Шематски приказ ротационе пећи и рекуператора.	39
Слика 3.4 Попречни пресек ротационе пећи и рекуператора.	40
Слика 3.5 Модел за одређивање димензија рекуператора и температуре на рекуператору.	41
Слика 3.6 Резултати примене модела за рекулацију топлоте.	52
Слика 3.7 Верификација модела на ротационој сушари.	56
Слика 3.8 Улазна поставка програма.	59
Слика 3.9 Материјални биланс целе пећи и „зоне калцинације“ у зависности од процента кисеоника у ваздуху.	63
Слика 3.10 Пречник рекуператора $d_r - O_2 = 22\%$	65

Слика 3.11 Температура на унутрашњој површини рекуператора $T_2 - O_2 = 22\%$	65
Слика 3.12 Температура ваздуха $t_v - O_2 = 22\%$	66
Слика 3.13 Пречник рекуператора $D_r - O_2 = 23\%$	66
Слика 3.14 Температура на унутрашњој површини рекуператора $T_2 - O_2 = 23\%$	67
Слика 3.15 Температура ваздуха $t_v - O_2 = 23\%$	67
Слика 3.16 Пречник рекуператора $D_r - O_2 = 24\%$	68
Слика 3.17 Температура на унутрашњој површини рекуператора $T_2 - O_2 = 24\%$	68
Слика 3.18 Температура ваздуха $t_v - O_2 = 24\%$	69
Слика 3.19 Упоредни приказ пречника рекуператора у односу на проценат O_2 у ваздуху.....	70
Слика 4.1 Масени протоци токова за повећање процента кисеоника у ваздуху за сагоревање на 22%	79
Слика 4.2 Масени протоци токова за повећање процента кисеоника у ваздуху за сагоревање на 23%	83
Слика 4.3 Масени протоци токова за повећање процента кисеоника у ваздуху за сагоревање на 24%	87
Слика 4.4 Ексергијски степен корисности.....	92
Слика 4.5 Корисна ексергијска ефикасност.....	92
Слика 5.1 Степени корисности и опсези снага у којима се користе различити системи за производњу електрична енергије. ОРЦ – органски Ранкинов циклус. (дијаграм оригинално потиче из (Karl, 2004.), а преузето је из (Karellas, и други, 2008.))	94
Слика 5.2 Систем за загревање ваздуха коришћењем отпадне топлоте продуката сагоревања.....	97
Слика 5.3 Систем за загревање воде коришћењем отпадне топлоте продуката сагоревања....	100
Слика 5.4 Систем за загревање воде и ваздуха коришћењем отпадних топлота ротационе пећи.....	103
Слика 5.5 Термодинамички процес идеалног ОРЦ процеса са мокрим, сувим и изентропским радним флуидом	106
Слика 5.6 Пример израђеног ОРЦ модула.....	107
Слика 5.7 ОРЦ процес у h - T дијаграму.....	108
Слика 5.8 ОРЦ процес у T - s дијаграму	109
Слика 5.9 Систем за коришћење топлоте у продуктима сагоревања преко ОРЦ процеса.	111

Списак табела

Табела 1.1 Финална потрошња енергије по секторима	14
Табела 2.1 Физичке особине кисеоника	20
Табела 2.2 Елементарни састав ваздуха	23
Табела 2.3 Упоредна анализа методе добијања кисеоника	27
Табела 3.1 Карактеристике ротационе пећи	31
Табела 3.2 Вредности измерених величина	34
Табела 3.3 Средње вредности температура на плашту ротационе пећи (ММ6)	35
Табела 3.4 Средње вредности температура на плашту ротационе пећи при одређеном проценту обогаћења ваздуха кисеоником	35
Табела 3.5 Физичке особине горива са елементарним саставом	45
Табела 3.6 Енергетске једначине биланса, са параметрима и термодинамичких особина пећи	46
Табела 3.7 Аналитички добијени губитак топлоте у пећи. табела такође показује дужине деоница, њихове просечне површинске температура, укупне топлотне губитке (конвекција и зрачење), коефицијенте конвективног преноса топлоте, као и масовсени проток калцината	48
Табела 3.8 Енталпија и састав продуката сагоревања	49
Табела 3.9 Енергетски биланс ротационе пећи, без и са рекуператором	50
Табела 3.10 Дебљина изолације по сегментима рекуператора	53
Табела 3.11 Мерна опрема и измерене и прорачунате вредности	56
Табела 3.12 Економска анализа са детаљима предложеног система за рекулпацију	58
Табела 3-13 Материјални биланс пећи у односу на проценат обогаћења ваздуха кисеоником	60
Табела 3.14 Састав влажног гаса и температура на изласку из пећи у зависности од процента обогаћења ваздуха кисеоником	60
Табела 3.15 Специфични топлотни капацитети продуката одређени на основу једначина из табеле 3.8.	61
Табела 3.16 Енталпија продуката сагоревања у зависности од процената обогаћења ваздуха кисеоником	61

Табела 3.17 Топлотни биланс пећи у зависности од процената обогаћења ваздуха кисеоником.....	62
Табела 3.18 Уштеда горива коришћењем рекуператора у зависности од процената обогаћења ваздуха кисеоником.....	63
Табела 3.19 Полиномске температурске функције.....	64
Табела 3.20 Масени проток ваздуха који улази у рекуператор (половина укупног масеног протока ваздуха).....	64
Табела 4.1 Стандардна хемијска ексергија ech0 , [17] (преузето из [18]).....	74
Табела 4.2 Ексергијске биланс ротационе пећи без и са рекуператором.....	76
Табела 4.3 Ексергија ротационе пећи.....	80
Табела 4.4 Ексергија ротационе пећи и рекуператора.....	81
Табела 4.5 Ексергијске стање испитиване пећи без и са рекуператором.....	82
Табела 4.6 Ексергија ротационе пећи.....	84
Табела 4.7 Ексергија ротационе пећи и рекуператора.....	85
Табела 4.8 Ексергијске стање испитиване пећи без и са рекуператором.....	86
Табела 4.9 Ексергија ротационе пећи.....	88
Табела 4.10 Ексергија ротационе пећи и рекуператора.....	89
Табела 4.11 Ексергијске стање испитиване пећи без и са рекуператором.....	90
Табела 4.12 Ексергијски степен корисности и корисна ексергијска ефикасност.....	91
Табела 5.1 Материјални и топлотни биланс система за загревање ваздуха.....	95
Табела 5.2 Енталпије продуката сагоревања.....	95
Табела 5.3 Коефицијенти за одређивање топлотног капацитета гасова.....	96
Табела 5.4 Прорачун уштеде у потрошњи горива.....	96
Табела 5.5 Ексергијски прорачун варијантног решења 1.....	98
Табела 5.6 Материјални и топлотни биланс система за загревање воде.....	99
Табела 5.7 Ексергијски прорачун варијантног решења 2.....	101
Табела 5.8 Уштеда горива коришћењем рекуператора топлоте.....	102
Табела 5.9 Ексергијски прорачун варијантног решења 3.....	104

Табела 5.10 Упоредна својства неких органских флуида и воде [66].....	105
Табела 5.11 Параметри система.....	108
Табела 5.12 Вредности карактеристичних тачака ОРЦ процеса.....	108
Табела 5.13 Излазне величине ОРЦ процеса.....	109
Табела 5.14 Прорачун размене топлоте у кондензатору.....	109
Табела 5.15 Ексергијски прорачун ОРЦ процеса.....	112
Табела 5.16 Ексергијски степен корисности и корисна ексергијска ефикасност предложених решења.....	113

Литература

- [1] A. Meier, E. Bonaldi, G.M. Cella, W. Lipinski, D. Wullemina, D. Palumbo, Design and experimental investigation of a horizontal rotary reactor for the solar thermal production of lime, *Energy* 29 (2004) 811-821.
- [2] A.C. Caputo, Antonio, P.M. Pelagagge, P. Salini, Performance modeling of radiant heat recovery exchangers for rotary kilns, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 2578-2589.
- [3] 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.
- [4] Z. Söğüt, Z. Oktay, H. Karakoç, Mathematical modeling of heat recovery from a rotary kiln, *Appl. Therm. Eng.* 30 (2010) 817-825.
- [5] T. Engin, V. Ari, Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems-A case study, *Energy Convers. Manage.* 46 (2005) 551-562.
- [6] 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 (2010) 1237-1243.
- [7] Thermal properties of liquid fuels,
http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/thermomechanics/therm_prop_Liq.pdf (accessed 21.6.12).
- [8] G. Jankes, M. Stanojević, M. Karan, Industrial kilns and boilers (Industrijske peći i kotlovi), Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, 1996 (in Serbian).
- [9] R. Span, Properties of dry air, in: VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas, second ed., Springer, Heidelberg, 2010, pp. 172-191.
- [10] Specific heat capacities of solids, Engineering toolbox,
http://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-solids-d_154.html (accessed 11.6.12).
- [11] Dj. Kozić, B. Vasiljević, B. Bekavac, Handbook for Thermodynamics (Priručnik za termodinamiku), Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, 1995 (in Serbian).
- [12] W. Kast, H. Klan, A. Thess, Heat transfer by free convection: external flows, in: VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas, second ed., Springer, Heidelberg, 2010, pp. 667-672.
- [13] S. Kablec, D. Vortmeyer, Radiation of surfaces, in: VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas, second ed., Springer, Heidelberg, 2010, pp. 947-959.

- [14] Z. Rant, Exergy a new word for technical available work, *Forschungenim Ingenieurwesen*, 22 (1956) 36-37 (in German).
- [15] E. Coatanéa, M. Kuuva, H. Nordlund, P.E. Makkonen, T. Saarelainen, *Int. J. of Environ. Conscious Des. & Manuf.* 13 (2007) 1-23.
- [16] M.J. Prins, K.J. Ptasiński, F.J.J.G. Janssen, Energy and exergy analysis of the oxidation and gasification of carbon, *Energy* 30 (2005) 981-1002.
- [17] J. Szargut, J., Appendix 1. Standard chemical exergy, MIT University, <web.mit.edu/2.813/www/readings/APPENDIX.pdf> (accessed 02.07.12).
- [18] J. Szargut, Exergy. Guidance for calculating and applying (Egzergia. Poradnik obliczania i stosowania), *Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice*, 2007 (in Polish).
- [19] T.P. Seager, T.L. Thies, A uniform definition and quantitative basis for industrial ecology, *J. of Clean. Production* 10 (2002) 225-235.
- [20] C. Koroneos, G. Roubas, N. Moussiopoulos, Exergy analysis of cement production., *Int. J. Exergy* 2 (2005) 55-68.
- [21] F. Bošnjaković, Heat science I part (Nauka o toplini I dio), *Tehnička knjiga, Zagreb*, 1978 (in Croatian).
- [22] P.A. Trubaev, Exergy Analysis of Thermal Processes in the Building Materials Industry, *Theor. Found. of Chemical Eng.* 40 (2006) 191-198.
- [23] N. Aspiro, N. B. Rumpf, A. Gritsch, Work flow in process development for energy efficient processes, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 2067-2072.
- [24] P. Saneipour, G.F. Naterer, I. Dincer, Heat recovery from a cement plant with a Marnoch Heat Engine, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 1734-1743.
- [25] A.S. Gutiérrez, J.B.C. Martínez, C. Vandecasteele, Energy and exergy assessments of a lime shaft kiln, *Appl. Therm. Eng.* 51 (2013) 273-280.
- [26] V. Gnielinski, Heat transfer in concentric annular and parallel plate ducts, in: *VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas*, second ed., Springer, Heidelberg, 2010, pp. 947-959.
- [27] B.S. Petukhov, V.V. Kirilov, On heat exchange at turbulent flow of liquids in pipes, *Teploenergetika* 4 (1958) 63-68 (in Russian).

- [28] B. Todorović, Designing central heating installations (Projektovanje postrojenja centralnog grejanja), sixth ed., Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, 2009 (in Serbian).
- [29] B. Spang, W. Roetzel, Costs and economy of heat exchangers, in: VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas, second ed., Springer, Heidelberg, 2010, pp. 115-118.
- [30] Fuel prices, NIS Gazprom Neft, <http://www.nis.rs/proizvodi-i-usluge-old/veleprodaja> (accessed 10.12.12).
- [31] Henry A. Mlack, An Introduction to the Kalina Cycle, Proceedings of the International Joint Power Generation Conference, PWR- Vol. 30, Book No. H01077 - 1996.
- [32] Thomas Burdyny, Henning Struchtrup, Hybrid membrane/cryogenic separation of oxygen from air for use in the oxy-fuel process, Energy, Energy 35 (2010) 1884–1897.
- [33] Karl Kolmetz, KLM Technology Group, Air separation units, www.klmtechgroup.com
- [34] Prakash Rao, Michael Muller, Industrial Oxygen: Its Generation and Use, ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry 2007.
- [35] Goran Janek, Miroslav Stanojević, Milenko Karan, Miloš Kuburović, Miroljub Adžić, The Use of Technical Oxygen for Combustion Processes in Industrial Furnaces, FME Transactions (2003) 31, 31-37.
- [36] B. Manickam, F. Dinkelacker, T. Lobe, M. Tertychnyy, Enriched Oxygen Combustion Simulation for Rotary Kiln Application, Proceedings of the European Combustion Meeting 2009.
- [37] Sungmin Chin, Jongsoo Jurng, Jae-Heon Lee, Jin-Huek Hur, Oxygen-enriched air for co-incineration of organic sludges with municipal solid waste: A pilot plant experiment, Waste Management 28 (2008) 2684–2689.
- [38] Dorel Radu, Andreea David, Thermo-technical implications of the fuel combustion with supplementary oxygen in the clinkering plants, ISSN 1454-2331, U.P.B. Sci. Bull., Series B, Vol. 74, Iss. 1, 2012.
- [39] Jeong-Guk Kim, Hee-Chul Yang, Geun-Il Park, In-Tae Kim, Joon-Hyung Kim, Test operation of oxygen-enriched incinerator for wastes from nuclear fuel fabrication facility, WM'02 Conference, February 24-28, 2002, Tucson, AZ.
- [40] Umberto Arena, Process and technological aspects of municipal solid waste gasification. A review, Waste Management 32 (2012) 625–639.

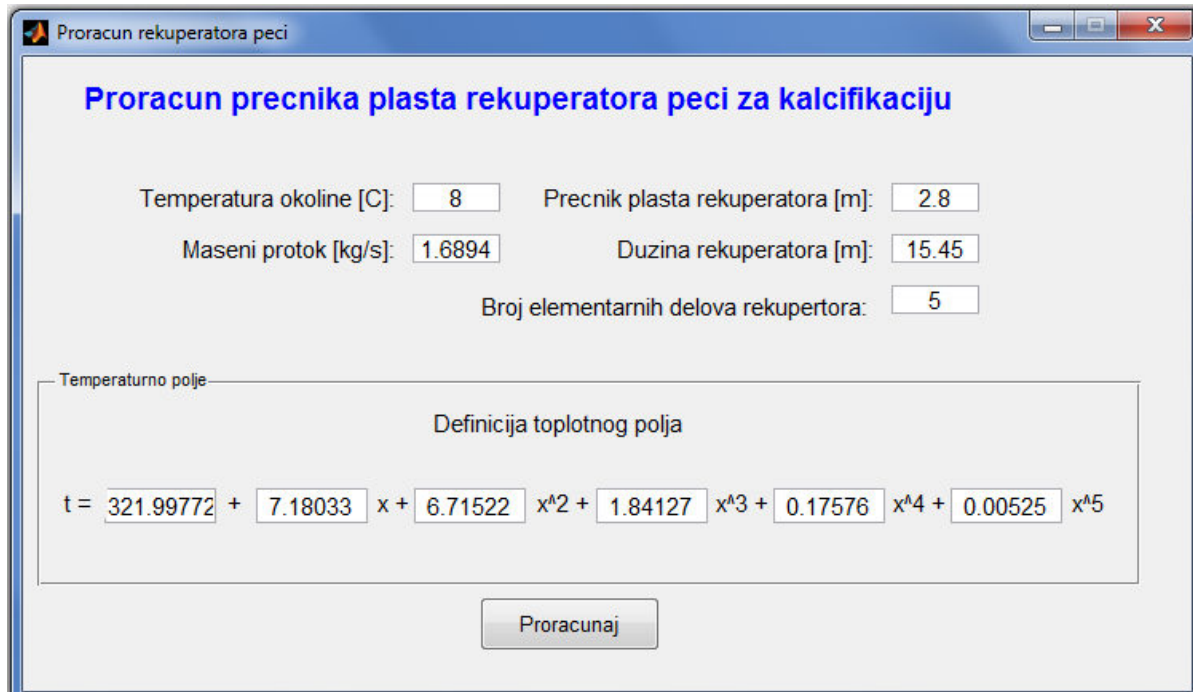
- [41] Volker Hoenig, Helmut Hoppe, Bernhard Emberger, Carbon Capture Technology - Options and Potentials for the Cement Industry, PCA R&D Serial No. 3022, European Cement Research Academy 2007.
- [41] S. Karellas*, A.-D. Leontaritis, G. Panousis, E. Bellos, E. Kakaras, Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry, *Energy*, Energy 58 (2013) 147 – 156.
- [42] Mehta PK. Greening of the concrete industry for sustainable development. *Concrete International* 2002;24(7):23e8.
- [43] Worrell E, Price L, Martin N, Hendriks C, Meida LO. Carbon dioxide emissions from the global cement industry. *Annual Review of Environment and Resources* 2001;26:303e29.
- [44] Climate change, cement and the EU. CEMBUREAU; July 1998.
- [45] BAT reference document for the cement, lime and magnesium oxide manufacturing industries. Seville, Spain: EIPPCB; May 2010.
- [46] Carbon leakage: European cement industry at risk. Boston Consulting Group; 2008.
- [47] Wang J, Dai Y, Gao I. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Applied Energy* 2009;86:941e8.
- [48] Ziya SÖGÜT M. A research on exergy consumption and potential of total CO₂ emission in the Turkish cement sector. *Energy Conversion and Management* April 2012;56:37e45.
- [49] Cement technology roadmap 2009. WBCSD-IEA; 2009.
- [50] Atmaca Adem, Kanoglu Mehmet. Reducing energy consumption of a raw mill in cement industry. *Energy* June 2012;42(1):261e9.
- [51] Madloul NA, Saidur R, Hossain MS, Rahim NA. A critical review on energy use and savings in the cement. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011:2042e60.
- [52] Legmann Hilel, ORMAT Group. Recovery of industrial heat in the cement industry by means of the ORC processes. In: Cement industry technical conference 2002.
- [53] Khurana Shaleen, Banerjee Rangan, Gaitonde Uday. Energy balance and cogeneration for a cement plant. *Applied Thermal Engineering* 2002;22:485e94.
- [54] Engin T, Ari V. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems: a case study. *Energy Conversion Management* 2005;46:551e62.
- [55] Saneipoor P, Naterer GF, Dincer I. Heat recovery from a cement plant with a Marnoch heat engine. *Applied Thermal Engineering* 2011;31:1734e43.
- [56] Johnson I, Choat B, Dillich S. Waste heat recovery: opportunities and challenges. Minerals, Metals and Materials Society; 2008. EPD Congress.

- [57] Ahamed JU, Madloul NA, Saidur R, Shahinuddin MI, Kamyar A, Masjuki HH. Assessment of energy and exergy efficiencies of a grate clinker cooling system through the optimization of its operational parameters. *Energy* October 2012;46(1):664-74.
- [58] Bronicki Lucien Y, Chairman. Organic Rankine cycle power plant for waste heat recovery, presented at 13th Symposium on industrial applications of gas turbines. Alberta, CANADA: BANF; October 1999.
- [59] European Commission, Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC). Reference document on best available techniques in the ferrous metals processing industry December 2001.
- [60] Wang Jiangfeng, Dai Yiping, Gao Lin. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Applied Energy* 2008;86(6):941-8.
- [61] Kotas TJ. The exergy method of thermal plant analysis, vol. 64. Malabar (FL): Krieger Publishing Company; 1995. p. 212-29. *Chemical Engineering Research and Design*.
- [62] Karellas S, Panopoulos KD, Panousis G, Kakaras E, Boukis I. Energetic and exergetic investigation of integrated RDF gasification energy systems, ECOS2010. In: Proceedings the 18th international conference on efficiency, costs, optimization. Lausanne, Switzerland: Simulation and Environmental Impact of Energy Systems; 2010 Jun 14-17.
- [63] European pollutant release and transfer register (E-PRTR). <http://prtr.ec.europa.eu/>; 5/2/2013.
- [64] European Union. Climate action, European union transaction log. <http://ec.europa.eu/environment/ets/>; 5/2/2013.
- [65] IEA ETSAP energy technology systems analysis programme technology brief E02. www.etsap.org; April 2010.
- [66] Fluid Thermodynamic and Transport Properties, NIST Standard Database 23, Version 8.0, (2007)
- [67] Lucien Y. Bronicki, Organic Rankine cycle power plant for waste heat recovery, (2007)
- [68] Srinivasan K.K., Mago J.P. Krishnan R.S., Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle, *Energy* 35 (2010), 2387-2399
- [69] Bombarda P., Invernizzi M.C., Pietra C., Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 212-219

- [70] Aljundi H. I., Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle, *Renewable Energy* (2010), 1-7
- [71] Papadopoulos I.A., Stijepovic M., Linke P., On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 760–769
- [72] Wei D., Lu X., Lu Z., Gu J., Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, *Energy Conversion and Management* 48 (2007), 1113–1119
- [73] Yamamoto T., Furuhashi T., Arai N., Mori K., Design and testing of the Organic Rankine Cycle, *Energy* 26 (2001), 239–251
- [74] Directive 97/23/EC of the European Parliament and of the Council of 29th May 1997 on the approximation of the laws of the Member States concerning pressure equipment
- [75] Consolidated version of Council Directive 67/548/EEC, amended 1/08/2008
- [76] EU Commission directive 2001/58/EC, 27 July 2001
- [77] EU Commission directive 2001/59/EC, 6th August 2001
- [78] http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_R-phrases
- [79] Group of authors, Handbook on life cycle assessment – Operational guide to the ISO standards, Kluwer Academic Publisher (2002)
- [80] <http://www.epa.gov/ozone/geninfo/gwps.html>
- [81] <http://www.epa.gov/Ozone/science/ods/index.html>

Додатак

Програмски кодови у програмском пакету „Matlab“



unos.m

```
function varargout = unos(varargin)
% UNOS MATLAB code for unos.fig
% UNOS, by itself, creates a new UNOS or raises the existing
% singleton*.
% H = UNOS returns the handle to a new UNOS or the handle to
% the existing singleton*.
% UNOS('CALLBACK', hObject,eventData,handles,...) calls the local
% function named CALLBACK in UNOS.M with the given input arguments.
% UNOS('Property','Value',...) creates a new UNOS or raises the
% existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
% applied to the GUI before unos_OpeningFcn gets called. An
% unrecognized property name or invalid value makes property application
% stop. All inputs are passed to unos_OpeningFcn via varargin.
% *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
% instance to run (singleton)".
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES
% Edit the above text to modify the response to help unos
```

```

% Last Modified by GUIDE v2.5 30-May-2013 12:47:51
% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',    mfilename, ...
'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
'gui_OpeningFcn', @unos_OpeningFcn, ...
'gui_OutputFcn',  @unos_OutputFcn, ...
'gui_LayoutFcn',  [], ...
'gui_Callback',   []);

if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT
% --- Executes just before unos is made visible.

function unos_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to unos (see VARARGIN)
% Choose default command line output for unos
handles.output = hObject;
% Update handles structure
guidata(hObject, handles);
% UIWAIT makes unos wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);
% --- Outputs from this function are returned to the command line.

function varargout = unos_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout  cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;
% --- Executes on button press in pushbutton1.

function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
%% Ocitavanje podataka sa forme

```

```

Str_Tok = get(handles.edit_Tok,'String');
Tok = str2double(Str_Tok);
Str_Dp = get(handles.edit_Dp,'String');
Dp = str2double(Str_Dp);
Str_Duz = get(handles.edit_Duz,'String');
Duz = str2double(Str_Duz);
Str_m = get(handles.edit_m,'String');
m = str2double(Str_m);
Str_n = get(handles.edit_n,'String');
n = str2double(Str_n);

```

```

% Koefcijenti za temperatursko polje
Str_A0= get(handles.edit_A0,'String');
A0 = str2double(Str_A0);
Str_A1= get(handles.edit_A1,'String');
A1 = str2double(Str_A1);
Str_A2= get(handles.edit_A2,'String');
A2 = str2double(Str_A2);
Str_A3= get(handles.edit_A3,'String');
A3 = str2double(Str_A3);
Str_A4= get(handles.edit_A4,'String');
A4 = str2double(Str_A4);
Str_A5= get(handles.edit_A5,'String');
A5 = str2double(Str_A5);
% handles.A5 = A5;
% guidata(handles);
%% Cuvanje podataka u matlab fajlu
save('unos.mat');
%% Proracun
Doktorat (Tok,Dp,m,Duz,n);

```

```

function edit_Tok_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to edit_Tok (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_Tok as text
% str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_Tok as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_Tok_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to edit_Tok (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
% See ISPC and COMPUTER.

```

```

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_Dp_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit_Dp (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_Dp as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_Dp as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_Dp_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit_Dp (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
% --- Executes on key press with focus on pushbutton1 and none of its controls.

```

```

function pushbutton1_KeyPressFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata  structure with the following fields (see UICONTROL)
% Key: name of the key that was pressed, in lower case
% Character: character interpretation of the key(s) that was pressed
% Modifier: name(s) of the modifier key(s) (i.e., control, shift) pressed
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

```

```

function edit_m_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit_m (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_m as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_m as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_m_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit_m (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.

```

```

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_Duz_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_Duz (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_Duz as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_Duz as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_Duz_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_Duz (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%        See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_n_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_n (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_n as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_n as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit_n_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)

```

```

% hObject   handle to edit_n (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%        See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_A0_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A0 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_A0 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_A0 as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_A0_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A0 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   empty - handles not created until after all CreateFcns called

```

```

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%   See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_A1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A1 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_A1 as text
%   str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_A1 as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_A1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A1 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%   See ISPC and COMPUTER.

```

```

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_A2_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A2 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_A2 as text
%   str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_A2 as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_A2_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A2 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%   See ISPC and COMPUTER.

```

```

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_A3_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A3 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_A3 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_A3 as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_A3_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A3 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%        See ISPC and COMPUTER.

```

```

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_A4_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A4 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_A4 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_A4 as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_A4_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A4 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%        See ISPC and COMPUTER.

```

```

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

```

function edit_A5_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject   handle to edit_A5 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles   structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit_A5 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit_A5 as a double
% --- Executes during object creation, after setting all properties.

```

```

function edit_A5_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit_A5 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

```

Doktorat.m

```

%% Miljan Marasevic
%% Doktorska disertacija
%% Unos podataka
function Doktorat (Tok,Dp,m,Duz,n)
%% Temperatura okoline
% Tok=8;
%% Ulazna temperatura
% Tvu = 249.3;
%% Precnik plasta
% Dp = 2.8;
%% Maseni protok kg/s
% m = 1.6894;
% O2 - 21 - m = 1.6894
% O2 - 22 - m = 1.5844
% O2 - 23 - m = 1.5155
% O2 - 24 - m = 1.4524
% O2 - 25 - m = 1.3943
%% Duzina rekuperatora
%Duz = 15.45;
%% Broj tacaka za diskretizaciju duzine
NTac = n+1;
%NTac = 8; % - ovaj broj tacaka mora se uneti u fajl TemPlast.m
%% Diskretizacija duzine peci
l = linspace(0,Duz,NTac);
%% Odredjivanje broja tacaka
N= length (l);
%% Matrica ulaznih temperatura vazduha
Tvu = [];
Tvu(1)=Tok;
%% Inicijalizacija matrica za cuvanje podataka
Drp = [];
Q1 = [];
alfa = [];
Re = [];
DrpT2 = [];
%% Srednje temperature plasta po segmentima

```



```

ST = [];
deltaL = l(2)-l(1);
L = [];
% Proracun parametara sa prednje strane
MiljanTest;

%% A sad sa druge strane
l1 = linspace (Duz,0,NTac);
%% Odredjivanje broja tacaka
N= length (l1);
%% Matrica ulaznih temperatura vazduha
TvuY = [];
TvuY(1)=Tok;
%% Inicijalizacija matrica za cuvanje podataka
DrpY = [];
Q1Y = [];
alfaY = [];
ReY = [];
DrpT2Y = [];
%% Srednje temperature plasta po segmentima
STY = [];
deltaLY = l1(1)-l1(2);
LY = [];
% Proracun parametara sa zadnje strane
MiljanTestY;
%% Presecna tacka na osnovu temperatura zagrejanog vazduha
p = 1;
% Okreni matricu temperatura zbog poredjenja
FTvuY = fliplr(TvuY);
for p = 1:NTac-1
if (FTvuY(p) <= Tvu(p))
break;
else
p = p+1;
end
end
mn=NTac-p;
smn=NTac-p-1;
% Ekvivalentne velicine
eTvu = [Tvu(1:p),fliplr(TvuY(1:mn))];
eDrp = [Drp(1:p), fliplr(DrpY(1:smn))];
eDrpT2 = [DrpT2(1:p), fliplr(DrpT2Y(1:smn))];
ealfa = [alfa(1:p), fliplr(alfaY(1:smn))];
%eRe = [];
%eQi = [];
% for i= 1:p
% eTvu (i) = Tvu(i);
% eDrp(i) = Drp(i);
% eDrpT2(i) = DrpT2(i);
% ealfa (i) = alfa(i);

```

```

%% eRe (i) = vRe(i);
% eQi (i) = Qi (i);
% end
% for j = p:Ntac
% eTvu (j) = TvuY(j);
% eDrp(j) = DrpY(j);
% eDrpT2(j) = DrpT2Y(j);
% ealfa (j) = alfaY(j);
%% eRe (j) = vReY(j);
% eQi (j) = QiY (j);
% end

% Proracun debljine izolacije rekuperatora
izolacija;
%% Cuvanje podataka u matlab fajlu
save('doktorat.mat');
% Iscrtavanje potrebnih grafika
% Grafik proracuna precnika rekuperatora
figure(1);
holdon;
gridoff;
plot(L,Drp,'-b',LY,DrpY,'-r');
title('Proracun precnika rekuperatora');
xlabel('Duzina rekuperatora [m]');
ylabel('Precnik rekuperatora [m]');
hleg1 = legend('Drp','DrpY');
holdoff;
%% Temperature na plastu rekuperatora
figure (2);
holdon;
gridoff;
plot(L,DrpT2,'-b',LY,DrpT2Y,'-r');
title('Proracun temperature na plastu rekuperatora');
xlabel('Duzina rekuperatora [m]');
ylabel('Temperatura na plastu rekuperatora [C]');
hleg1 = legend('DrpT2','DrpYT2');
holdoff;
%% Temperature vazduha
figure (3);
holdon;
gridoff;
plot(l,Tvu,'-b',l1,TvuY,'-r');
title('Temperatura zagrejanog vazduha');
xlabel('Duzina rekuperatora [m]');
ylabel('Temperatura vazduha [C]');
hleg1 = legend('Tvu','TvuY');
holdoff;

```

VazTemp.m

```
%% Miljan Marasevic - VazTemp
%% Doktorska disertacija
%% Odredjivanje temperature vazduha
%% Ulazni podaci:
%% Q - Fluks [W],
%% mv - maseni protok vazduha [kg/s]
%% Tvu - temperatura vazduha ulazna [C]
%% Tvi - temperatura vazduha izlazna [C]
%% Tvip - pretpostavljena temperatura vazduha izlazna [C]
```

```
function [izlaz] = VazTemp (Q, mv, Tvu)
```

```
%Q =94790;
```

```
%mv = 1.6894;
```

```
%Tvu = 8;
```

```
%Tvip =65.4;
```

```
Q = Q/1000;
```

```
Q = 0.97*Q;
```

```
% Matrica pretpostavljenih temperatura
```

```
Tvip = linspace (Tvu,Tvu+200, 2000);
```

```
% inicijalizacija vectora
```

```
tvsr = [];
```

```
cp = [];
```

```
Tvi = [];
```

```
N = length (Tvip);
```

```
for i =1:N
```

```
tvsr(i) = 0.5*(Tvu +Tvip(i));
```

```
cp(i) = -3.18481472E-28*tvsr(i)^10+9.83993931E-25*tvsr(i)^9-1.27318519E-21*tvsr(i)^8+8.93086436E-19*tvsr(i)^7-3.68178323E-16*tvsr(i)^6+9.20135731E-14*tvsr(i)^5-1.49284884E-11*tvsr(i)^4+1.53728784E-09*tvsr(i)^3+3.29699374E-07*tvsr(i)^2+1.5827323E-05*tvsr(i)+1.00590789;
```

```
Tvi(i) = Tvu + Q/(mv*cp(i));
```

```
end
```

```
%figure(1);
```

```
%plot (Tvi,'r');
```

```
%hold on;
```

```
%plot (Tvip, 'b');
```

```
%hold off;
```

```
m = 1;
```

```
for m = 1:N-1
```

```
if (Tvi(m) <= Tvip(m))
```

```
break;
```

```
else
```

```
    m = m+1;
```

```
end
```

```
end
```

```
izlaz = Tvi(m);
```

```
izlaz1 = Tvip(m);
```

rekuperator.m

```
%% Miljan Marasevic
%% Doktorska disertacija
%% Odredjivanje precnika rekuperatora
%% Q1 - toplotni fluks
%% T1 - temperatura na plastu peći
%% tvsr - srednja temperatura vazduha
%% Dp - precnik peći
%% L - duzina segmenta
%% Podaci za test
%Q1 = 94785;
%T1 = 601;
%Tvsr = 308.85;
%Dp = 2.8;
%L = 1.3;
% Drp = 2.85;
%m = 1.6894;

function [vDrp, vQ, vT2, valfa, vRe]=rekuperator(Q1, T1, Tvsr, Dp, L, m)
%% Konstante
Cc = 5.67;
epsilon = 0.8;
tvsr = Tvsr-273;
%% Razvijanje u red precnika rekuperatora
Drp = linspace(Dp+0.03,Dp+0.4,500);
J = length(Drp);
for j = 1:J

    N= Dp*T1-Tvsr*(Dp+Drp(j));
    M=Cc*epsilon*L*Dp*3.14;
    W1=N/Drp(j);
    W2=1.03*(Q1/M)*10.^8-(T1).^4;
    W3=(N/Drp(j))*(T1.^4)+(Q1/M)*Tvsr*10.^8-0.03*(Q1*N)/(M*Drp(j))*10.^8;

    %% Jednacina za temperaturu na plastu rekuperatora
    symsT;
    eq = T.^5+W1*T.^4+W2*T-W3;
    matT2 = solve(T.^5+W1*T.^4+W2*T-W3, T);
    T2(j) = double(matT2(1));

    %% Proracun toplotnog fluksa
    %% Ekvivalentna duzina
    De = Drp(j)-Dp;
    %% Kinematska viskoznost
    mi = (5.62565373E-26*tvsr^10-2.03578759E-22*tvsr^9+3.08315468E-19*tvsr^8-
    2.54064E-16*tvsr^7+1.24137587E-13*tvsr^6-3.70552225E-11*tvsr^5+7.09323078E-
    09*tvsr^4-1.31457886E-
    06*tvsr^3+0.00118209*tvsr^2+0.88642509*tvsr+135.00582342)*10^-7;
```

```

%% Povrsina poprecnog preseka
A = (pi/4)*(Drp(j).^2-Dp.^2);

%% Brzina strujenja vazduha
v(j) = m*(1/(1.293*A))*(Tvsr/273);

%% Rejnoldsov broj
Re(j) = v(j)*De/mi;

%% Toplotna provodnost
lambda = (-2.85552557E-27*tvsr^10+9.26877805E-24*tvsr^9-1.28651797E-
20*tvsr^8+9.94955662E-18*tvsr^7-4.69015894E-15*tvsr^6+1.40515934E-12*tvsr^5-
2.97737953E-10*tvsr^4+7.75295162E-08*tvsr^3-4.53739329E-
05*tvsr^2+0.07655508*tvsr+24.35991549)/10^3;

%% Prandtllov broj
Pr = -1.62491393E-28*tvsr^10+5.31673257E-25*tvsr^9-7.27165581E-
22*tvsr^8+5.34372904E-19*tvsr^7-2.25005338E-16*tvsr^6+5.33677845E-14*tvsr^5-
6.39006507E-12*tvsr^4-1.81069672E-10*tvsr^3+5.54676604E-07*tvsr^2-
0.00015668*tvsr+0.71100602;
a=Dp/Drp(j);
Fann=0.75*a.^(-0.17);
Re1=Re(j)*((1+a.^2)*log(a)+(1-a.^2))/((1-a.^2)*log(a));
ksi=(1.8*log10(Re1)-1.5).^(-2);
k1=1.07+(900/Re(j))-(0.63)/(1+10*Pr);
Num=((ksi/8)*Re(j)*Pr)/(k1+12.7*((ksi/8).^0.5)*(Pr.^(2/3)-1))*(1+(De/L).^(2/3))*Fann;
K = (Tvsr/T1).^0.45;
Nu = K*Num;
alfa(j) = (Nu*lambda)/De;

%% toplotni fluks
Q(j) = alfa(j)*Dp*pi*L*(T1-Tvsr)+alfa(j)*Drp(j)*pi*L*(T2(j)-Tvsr);
end
Y = double (Q);
matQ1 = ones(1,J);
matQ1 = matQ1.*Q1;
i = 1;
for i = 1:J

if (Y(i) <= matQ1(i))
break;
else
i = i+1;
end
end
vT2 = T2(i);
vQ = Y(i);
vDrp = Drp(i);
valfa = alfa(i);
vRe = Re(i);

```

MiljanTest.m

```
loadunos.mat;
for i = 1:N-1
    %% Sredina elementarnog dela
    L(i) = l(i)+0.5*deltaL;
    %% Temperatura na platu prva tacka
    T1= A0+A1*L(i)-A2*L(i)^2+A3*L(i)^3-A4*L(i)^4+A5*L(i)^5;
    % T1= 321.997726+7.18033*L(i)-6.71522*L(i)^2+1.84127*L(i)^3-
    0.17576*L(i)^4+0.00525*L(i)^5;
    %O2 - 21 = 321.997726+7.18033*L(i)-6.71522*L(i)^2+1.84127*L(i)^3-
    0.17576*L(i)^4+0.00525*L(i)^5;
    %O2 - 22 = 325.87564+7.21080*L(i)-6.6977*L(i).^2+1.839*L(i).^3-
    0.1757*L(i).^4+0.00525*L(i).^5;
    %O2 - 23 = 329.59756+7.2312*L(i)-6.70552*L(i).^2+1.8405*L(i).^3-
    0.1758*L(i).^4+0.005251*L(i).^5;
    %O2 - 24 = 332.287569+7.18947*L(i)-6.6998*L(i).^2+1.8394*L(i).^3-
    0.17572*L(i).^4+0.005198*L(i).^5;
    %O2 - 25 = 336.589742+7.27050* L(i)-6.71860*L(i).^2+1.83899*L(i).^3-
    0.17570*L(i).^4+0.005252*L(i).^5;
    %% Srednja temperatura na elementarnom delu plasta
    ST(i) = T1;
    %% Duzina elementarnog dela plasta peci
    deltaL = l(i+1)-l(i);
    %% Proracun fluksa za elementarni deo
    Q = Fluks(Tok, T1, Dp, deltaL);
    %% Dostupna kolicina toplote
    % Q = 0.97 * Q;
    Qi(i)=Q;
    %% Odredjivanje izlazne temperature vazduha na elem. delu
    Tvi = VazTemp(Q, m, Tvu(i));
    %% Odredjivanje srednje temperature vazduha na elem. delu
    Tvsr = (Tvi+Tvu(i))*0.5;
    %% Temperature u Kelvine
    Tvsr = Tvsr + 273;
    T1 = T1 + 273;
    %% Sacuvaj temperaturu za sledecu iteraciju
    Tvu (i+1) = Tvi;

    [vDrp, vQ, vT2, valfa, vRe] = rekuperator(Q, T1, Tvsr, Dp, deltaL, m);
    %% Cuvanje podataka u matrice
    Drp(i) = vDrp;
    Q1(i) = vQ;
    DrpT2(i) = vT2;
    alfa(i) = valfa;
    Re(i) = vRe;
End
```

MiljanTestY.m

```
loadunos.mat;
```

```

%%% Temperatura okoline
% Tok=8;
%%% Ulazna temperatura
% %Tvu = 249.3;
%%% Precnik plasta
% Dp = 2.8;
%%% Maseni protok
% m = 1.6894;
%%% Duzina rekuperatora
% Duz = 15.45;
%%% Broj tacaka za diskretizaciju duzine
% NTac = 8;

for i = 1:N-1
    %% Sredina elementarnog dela
    LY(i) = l1(i)-0.5*deltaLY;
    %% Temperatura na plastu
    T1Y = A0+A1*LY(i)-A2*LY(i)^2+A3*LY(i)^3-A4*LY(i)^4+A5*LY(i)^5;
    % T1Y = 321.997726+7.18033*LY(i)-6.71522*LY(i)^2+1.84127*LY(i)^3-
    0.17576*LY(i)^4+0.00525*LY(i)^5;
    %O2 - 21 = 321.997726+7.18033*LY(i)-6.71522*LY(i)^2+1.84127*LY(i)^3-
    0.17576*LY(i)^4+0.00525*LY(i)^5;
    %O2 - 22 = 325.87564+7.21080*LY(i)-6.6977*LY(i).^2+1.839*LY(i).^3-
    0.1757*LY(i).^4+0.00525*LY(i).^5;
    %O2 - 23 = 329.59756+7.2312*LY(i)-6.70552*LY(i).^2+1.8405*LY(i).^3-
    0.1758*LY(i).^4+0.005251*LY(i).^5;
    %O2 - 24 = 332.287569+7.18947*LY(i)-6.6998*LY(i).^2+1.8394*LY(i).^3-
    0.17572*LY(i).^4+0.005198*LY(i).^5;
    %O2 - 25 = 336.589742+7.27050*LY(i)-6.71860*LY(i).^2+1.83899*LY(i).^3-
    0.17570*LY(i).^4+0.005252*LY(i).^5;
    %% Srednja temperatura na elementarnom delu plasta
    STY(i) = T1Y;
    %% Duzina elementarnog dela plasta peci
    %%deltaLY = l1(i)-l1(i+1);
    %% Proracun fluksa za elementarni deo
    QY = Fluks(Tok, T1Y, Dp, deltaLY);
    %% Dostupna kolicina toplote
    % Q = 0.97 * Q;
    QiY(i)=QY;
    %% Odredjivanje izlazne temperature vazduha na elem. delu
    TviY = VazTemp(QY, m, TvuY(i));
    %% Odredjivanje srednje temperature vazduha na elem. delu
    TvsrY = (TviY+TvuY(i))*0.5;
    %% Temperature u Kelvine
    TvsrY = TvsrY + 273;
    T1Y = T1Y + 273;
    %% Sacuvaj temperaturu za sledecu iteraciju
    TvuY (i+1) = TviY;
    [vDrpY, vQY, vT2Y, valfaY, vReY] = rekuperator(QY, T1Y, TvsrY, Dp, deltaLY, m);
    %% Cuvanje podataka u matrice

```

```

DrpY(i) = vDrpY;
Q1Y(i) = vQY;
DrpT2Y(i) = vT2Y;
alfaY(i) = valfaY;
ReY(i) = vReY;
end

```

Izolacija.m

```

%%% Miljan Marasevic
%%% Doktorska disertacija
%%% Proracun debljine izolacije rekupertora
% Specificni toplotni gubitak
q = []; % sa leve strane
qY = []; % sa desne strane
% Spoljasnji precnik rekuperatora peci
Drs = [];
DrsY = [];
% Temperatura na spoljasnjoj površini rekuperatora
t3 = 30;% Temperatura u C
T3 = 273 + t3; %temperatura u K
for i = 1:NTac-1
q(i) = Qi(i)/deltaL;
qY(i) = QiY(i)/deltaL;
Drs(i) = Drp(i) + 2*0.025;
DrsY(i) = DrpY(i) + 2*0.025;
end

% Koeficijenti toplotne provodnosti
lambdacel = 48; % W/Km
lambdaizol= 0.041; % W/Km

Precln = [];
PreclnY = [];
Diz = [];
DizY = [];
delta = [];
deltaY = [];
for i = 1:NTac-1

Precln(i) =(2*3.14*lambdaizol)*(DrpT2(i)-T3)/(0.03*q(i)) -
(lambdaizol/lambdacel)*log(Drs(i)/(Drp(i)));
PreclnY(i) =(2*3.14*lambdaizol)*(DrpT2Y(i)-T3)/(0.03*qY(i)) -
(lambdaizol/lambdacel)*log(DrsY(i)/(DrpY(i)));
Diz(i) = exp(Precln(i))*Drs(i);
DizY(i) = exp(PreclnY(i))*DrsY(i);
delta (i) = 0.5*(Diz(i)-Drs(i)); % izolacija je predstavljena u milimetrima
deltaY (i) = 0.5*(DizY(i)-DrsY(i)); % izolacija je predstavljena u milimetrima
end

```


Fluks.m

%% Miljan Marasevic

%% Doktorska disertacija

%% Proracun toplotnog fluksa

%% Tok - temperatura okoline

%% T1 - temperatura na plastu peci

%% Dp - precnik rotacione peci

%% L - duzina segmenta

function [Q] = Fluks (Tok, T1, Dp, L)

%% test podaci

%% Tok = 323.5762;

%% T1 = 321.0437;

%% Dp = 2.8;

%% L = 1.2875;

%% Odredjivanje koeficijenata

beta = (1.44667694E-27*Tok^10-5.07335904E-24*Tok^9+7.86138273E-21*Tok^8-
7.15847582E-18*Tok^7+4.32668237E-15*Tok^6-1.88349024E-12*Tok^5+6.39682467E-
10*Tok^4-1.85863294E-07*Tok^3+5.05356294E-05*Tok^2-
0.01358777*Tok+3.67380487)*10^-3;

%% Prandtllov broj

Pr = -1.62491393E-28*Tok^10+5.31673257E-25*Tok^9-7.27165581E-
22*Tok^8+5.34372904E-19*Tok^7-2.25005338E-16*Tok^6+5.33677845E-14*Tok^5-
6.39006507E-12*Tok^4-1.81069672E-10*Tok^3+5.54676604E-07*Tok^2-
0.00015668*Tok+0.71100602;

%% Kinematska viskoznost

mi = (5.62565373E-26*Tok^10-2.03578759E-22*Tok^9+3.08315468E-19*Tok^8-2.54064E-
16*Tok^7+1.24137587E-13*Tok^6-3.70552225E-11*Tok^5+7.09323078E-09*Tok^4-
1.31457886E-06*Tok^3+0.00118209*Tok^2+0.88642509*Tok+135.00582342)*10^-7;

%%

a = (-2.7466393E-25*Tok^10+9.3893018E-22*Tok^9-1.37360645E-
18*Tok^8+1.12372517E-15*Tok^7-5.63962704E-13*Tok^6+1.78653547E-10*Tok^5-
3.41162469E-08*Tok^4+2.35183436E-
06*Tok^3+0.00153918*Tok^2+1.29508348*Tok+189.7969744)*10^-7;

%% Toplotna provodnost

lambda = (-2.85552557E-27*Tok.^10+9.26877805E-24*Tok^9-1.28651797E-
20*Tok^8+9.94955662E-18*Tok^7-4.69015894E-15*Tok^6+1.40515934E-12*Tok^5-
2.97737953E-10*Tok^4+7.75295162E-08*Tok^3-4.53739329E-
05*Tok^2+0.07655508*Tok+24.35991549)/10^3;

%% Rayleight-ov broj

Ra=(9.81*(Dp).^3*beta*(T1-Tok))/(mi*a);

%% f3 za proracun Prantlovog broja

f3=(1+(0.559/Pr).^(9/16)).^(-16/9);

%% Nuselt-ov broj

Nu=(0.60+0.387*(Ra*f3).^(1/6)).^2;

%% Koeficijent prelaza toplote

$$\text{alfa} = (\text{Nu} * \text{lambda}) / \text{Dp};$$

%% Toplotni fluks koji se oda konvekcijom (prirodna konvekcija)

$$\text{Qk} = \text{alfa} * \text{Dp} * 3.14 * \text{L} * (\text{T1} - \text{Tok});$$

%% Konstanta zracenja apsolutno crnog tela

$$\text{Cc} = 5.67;$$

%% Koeficijent zracenja

$$\text{epsilon} = 0.8;$$

$$\text{H12} = \text{Dp} * \text{pi} * \text{L};$$

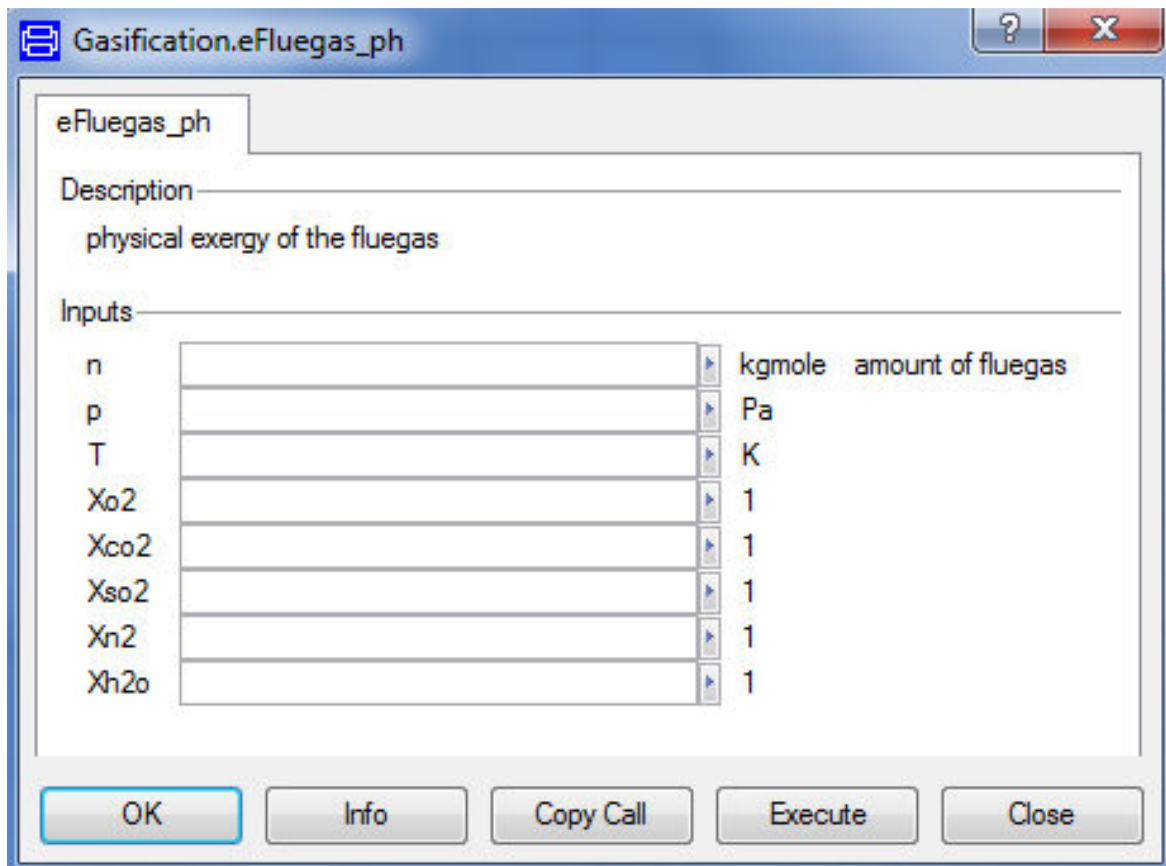
%% Toplotni fluks koji se oda zracenjem

$$\text{Qz} = \text{Cc} * \text{epsilon} * \text{H12} * (((\text{T1} + 273) / 100)^4 - ((\text{Tok} + 273) / 100)^4);$$

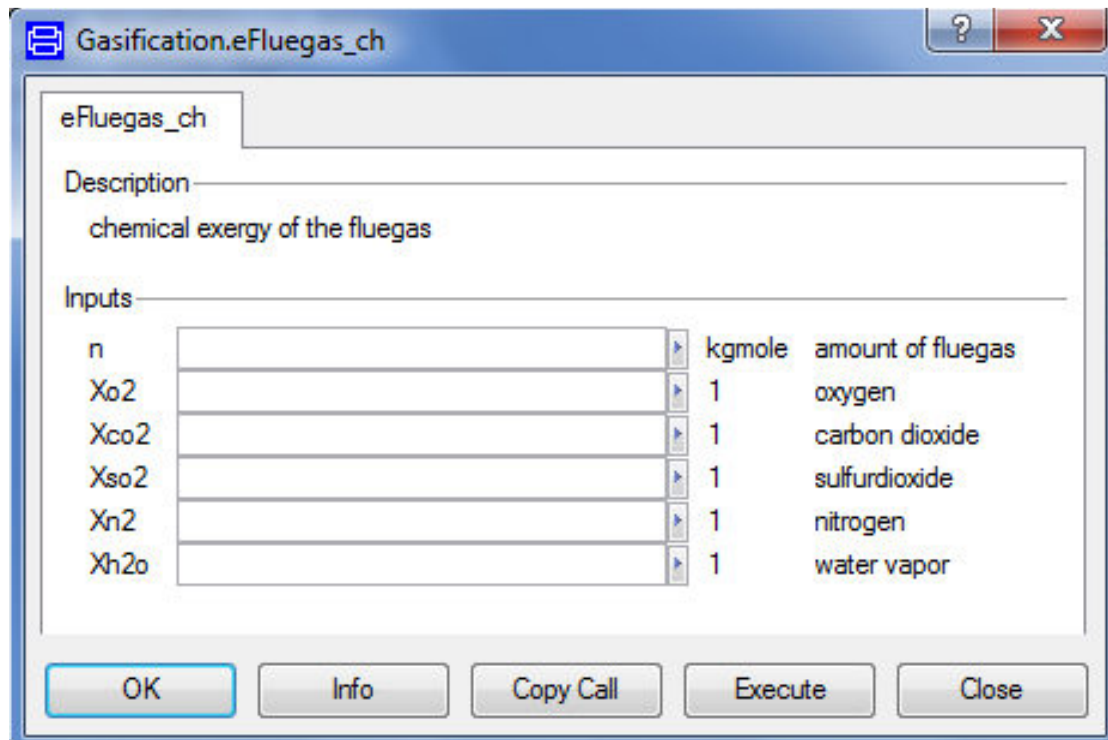
%% Ukupni toplotni fluks

$$\text{Q} = \text{Qk} + \text{Qz};$$

Програмски кодови у програмском пакету „Dymola“



```
function eFluegas_ph "physical exergy of the fluegas"  
input MolarAmount n "amount of fluegas";  
input Pressure p;  
input Temperature T;  
input MoleFraction Xo2;  
input MoleFraction Xco2;  
input MoleFraction Xso2;  
input MoleFraction Xn2;  
input MoleFraction Xh2o;  
output Exergy e_ph;  
algorithm  
  e_ph:=n*(Xo2*eO2(p, T) + Xco2*eCO2(p, T) + Xso2*eSO2(p, T)+ Xn2*eN2(p, T) +  
  Xh2o*eH2O(p, T));  
end eFluegas_ph;
```



```

function eFluegas_ch "chemical exergy of the fluegas"
input MolarAmount n "amount of fluegas";
input MoleFraction Xo2 "oxygen";
input MoleFraction Xco2 "carbon dioxide";
input MoleFraction Xso2 "sulfurdioxide";
input MoleFraction Xn2 "nitrogen";
input MoleFraction Xh2o "water vapor";
output Exergy e_ch;
algorithm
e_ch:=n*(Xo2*O2.e0+Xco2*CO2.e0+Xso2*SO2.e0+Xn2*N2.e0+Xh2o*H2O.e0_gas)+emixi
ngFluegas(n,Xo2,Xco2,Xso2,Xn2,Xh2o);
end eFluegas_ch;

```